Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

G231 M41

Cornell University Library

BOUGHT WITH THE INCOME
FROM THE
SAGE ENDOWMENT FUND
THE GIFT OF
Henry W. Sage
1891

A. 232800 2/4/09

3513-1

Digitized by Google

The date shows when this volume was taken.
To renew this book copy the call No and give to the librarian.

HOME USE RULES.

All Books subject to Recall.

Books not used for instruction or research are returnable within 4 weeks.

Volumes of periodicals and of pamphlets are held in the library as much as possible. For special purposes they are given out for a limited time.

Borrowers should not use their library privileges for the benefit of other persons.

Books not needed during recess periods should be returned to the library, or arrangements made for their return during borrower's absence, if wanted.

Books needed by more than one person are held on the reserve list.

Books of special value and gift books, when the giver wishes it, are not allowed to circulate.

Readers are asked to report all cases of books marked or mutilated.

Do not deface books by marks and writing.

CORNELL UNIVERSITY LIBRARY

3 1924 071 547 461

Digitized by Google

8231 M41

Digitized by Google

Der praktische
Maschinen-Konstrukteur

Zeitschrift

für

Maschinen- und Mühlenbauer
Ingenieure und Fabrikanten

Unter Mitwirkung

bewährter Ingenieure und anderer Fachmänner des In- und Auslandes

Begründet von W. H. Uhland

Einundvierzigster Jahrgang 1908

Mit 65 Tafeln und 427 Abbildungen im Text

LEIPZIG
UHLANDS TECHNISCHER VERLAG, OTTO POLITZKY, LEIPZIG

T

Digitized by Google

2/41/59

8231 M41

A-233 8000

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur

Alphabetisches Sachregister

* bedeutet mit Abbildungen, † bedeutet mit Tafel.

A

Ablasehahn für Dampfkessel *56.
Abreiter s. Dampfwasser —.
Abschaltevorrichtung s. Dampfwasserableiter *176.
Absperrventil, Entlastetes *84.
— für Heißdampf *159.
Absteechmaschine *141.
Achslagerplatten s. Leerlaufbüchse.
Achsstrieb s. Einzel —.
Achsstriebe und **Ausrückungen** von der Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen *4.
Aktions-Pumpe „Erreicht" *190.
Aufzugsanlage s. Personen —.
Ausrückungen s. Antriebe.
Automobil s. Benzin-Lastzug —.
— s. Dampf-Last —.
— s. Straßenreinigungs —.

B

Bager s. Saugrohre.
Bahnbau s. Hängebahnbau.
Balancierungsregler mit Hypozykloidengeradführung *159.
Benzin-Lastzugautomobil, 12 PS. — 163, †49.
Berechnungsapparat s. Rost —.
Beton s. Eisenbeton.
Bohrmaschine s. Rohr —.
Brückkran von 15 t Tragfähigkeit *25, †9.
Bohr- und Gewindeschneid-Maschine s. Radial —.
Braunkohlen-Gasmotoren-Anlage, 280 PS. — s. Gasmaschine.
Bremsversuch an einem Deutzer Dieselmotor *63.
Brikettfabrik s. Steinkohlen —.
Brikettpressen *217.
Brücke s. Kohlen-Verlade —.
— s. Rhône —.

C

Centrospeallager, Das — *148.
Centratorkupplungen und Centratormotoren, Über — *64.
Chassis der Panhard & Levassorschen Motorwagen, Das — 92.
Curtis-Dampfturbine, Die A.-E.-G. — *119.

D

Dachbinder, Eiserne — mit Gurtungen aus Z-Eisen *183.
Dampf s. Metallstopfbüchspackung für hoch überhitzten —.
— sehr hoch gespannten, s. Kessel und Maschinen für —.
Dampfkessel mit Unterflur-Treppenrost-Vorfeuerung *2, †53.
Dampfkessel — s. Abblasehahn für —, s. Heiß-, s. Umlauf-Wasserrohr —.
Dampfkesselanlagen, Neuere —, System Mac Nicol 86, †, †28 u. 29.
Dampfkesselfeuerungen, Über — 103, *110, *128, *142, 3 u. 34.
Dampfkessel-Speiseregler, System Stein *140.
Dampfkolben, Eigenartiger — *92.
Dampf-Lastautomobil, 5 t — *121, *132, †38.
Dampfmaschine, Berechnung einer 50 PS — Einzylinder- mit Kondensation. Von Ingenieur Emerich Graf, bing 153, *174, *201, *210, *214.
— Heiß-, s. Kran —, s. Zwillings —, s. Tandem —.
Dampfmaschinen, Zur Frage der Forcierung von —. Von Dipl.-Ing. Ad. Dannenbaum 113.
— Schmiereinrichtung.
Dampfturbine, Die A. E. G. Curtis — *76.
— im Schiffbau, Die — 94.
— Die Willans-Parsons — 74, †24.
Dampfturbinen, Die —, System Melms & Pfenninger. Von Karl Röder, Diplomingenieur, München *161, *171.
— Flüssigkeitsdichtung, s. Strahlkondensator für —.
Dampfturbinen-Spurlager *82.
Dampfüberhitzer, indirekt gefeuerter, Leistungen — *219.
Dampfwasserableiter mit Abschaltevorrichtung *176.
Darrund Dampftrockner *194.
Differenzkolbenpumpe, Einfach wirkende *27.
Differenzkolbenpumpe mit Ausgleichkanälen *188, †56.
Drehkran, Transportabler *32.
Drehscheibe, Eine interessante, die zugleich Hebebock *29.
Druckluftwinde *27.
Druckminderventil für Wasserleitungen *196.
Drehstrommaschine s. Gleichstrom —.

E

Einphasen-Wechselstrom-Lokomotive *138, †43.
Einzelantrieb oder Gruppenbetrieb von Maschinen 140.
Einzelteile, Ausführung von — 148.
Eisenbahnen s. Personenwagen.
Eisenbahnschotter s. Schotteranlage.
Eisenbetonbau, Die Grundzüge der Statik des —. Von Ottomar Schmiedel, Oberingenieur, Leipzig *6, *14, *23, *38, 54.
Eisenbeton-Bauten, Die — der Portland-Zementfabrik Groschowitz *170, †51.
Eisenguß, Fabrikation von schmiedbarem —. Von Ing. Fr. Eckert, Sande bei Bergedorf 177, †54.
Eisenkonstruktion eines Gewächshauses 10, †6.
— einer Reparaturwerkstätte. Von R. Dietze, Ingenieur, Emden *51, *90, 99, *114, *122, *136, †17.
Elektrizitätswerk Hohenfurth *200, †60.
Elektromotoren, Anweisung für die Bedienung von — 108.
Entöler s. Glieder-Abdampf —.
Entwässerungsapparat s. Dampfzylinder —.

F

Fallhämmer 34, †12.
Fernschreib-Indikator, Der —, System Maihak-Parish *157.
Feuerung s. Kettenrost-, s. Spar —.
Feuerungen s. Dampfkessel —.
Flanschenverbindung, Neuartige *16.
Flaschenzug s. Stirnrad —.
Flaschenzüge, Elektrische — *135.
Flüssigkeitsdichtung für Dampfturbinen *56.
Fräsen auf großen Radius *132.
Fräsmaschine s. Räder —.

G

Gas s. Sauggas.
Gasanstalt s. Versuchs —.
Gaskraftzentrale des Bahnhofes Wörishofen *125, †39.
Gasmaschine, Die Hornsby-Stockport — *156.
— **70 PS.** — und 280 PS. — Braunkohlen-Gasmotoren-Anlage *33, †11.
— der Halleschen Maschinenfabrik *213, †64.
Gasmaschinen s. Kühlung und Schmierung, s. Kurbelzapfenlager für Zweitakt —.
Gasmotoren s. Kolben.
Gebläsemaschine s. Hochofen —, s. Zwillings-Hochofengas —.
Gegenstrom-Kondensatoren in Verbindung mit Vakuum, Verdampfapparaten und trockener Schieberluftpumpe, Über —. Von Ingenieur Max Saalfeld, Mittweida *46.
Gegenstrom-Misch-Kondensationsanlage und Kompressor, Weißsche — 105, †31.
Gegenstrom-Vorwärmer, System Demnitz. Von Max Otto, Fischendorf-Leisnig *100.
Generatorenanlage s. Sauggas —.
Geschwindigkeitswechsel, Ein neuer — *212.
Gewächshaus s. Eisenkonstruktion.
Gewindebohrkopf *39.
Gewindeschneidmaschine s. Radial-Bohr —.
Gleichstrom-Dynamomaschine, System Garbe-Lahmeyer *87.
Glieder-Abdampfentöler, Über den Baumannschen — *19.
Gliederkessel, Der Reichlingsche — *146.
Graphit-Vermahlung s. Zweiwalzenstuhl.
Gruppenbetrieb s. Einzelantrieb.

H

Hahn s. Abblase —.
Hämmer s. Fall —.
Hängebahnbau. Neues auf dem Gebiete des — *28.
Hebebock, Hydraulischer *31.
— s. Drehscheibe.
Heißdampf s. Absperrventile.
Heißdampfkessel, System Hering 66, †21.
Heißdampf-Lokomobile mit Ventilsteuerung *49.
— — s. Turbo.
Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung, System van den Kerchove *150, *172.
Heißdampf-Tandem-Maschine, System Max Schmidt, von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Starke & Hoffmann, Hirschberg i. Schl. *1, †1.
— — nach dem Prinzip der „größten Raumersparnis" *149, †47.
Heißdampf-Umsteuerungs-Lokomobile auf Tragfüßen *154.
Heizschieber für Verbrennungsmotoren. Von Carl Schröder] *7.
Hilfspol-Maschinen *10.
Hobelmaschine s. Kegelräder —.
Hochbehälter s. Schornstein.
Hochdruck-Rohrleitungen, Über — *6, *10, *22.
Hochdruckturbinenanlage, Die — des Elektrizitätswerkes Luzern-Engelberg 111, †35.
Hochdruck-Zentrifugalpumpen *186, *220.
Hochhub-Sicherheitsventil *56.
Hochofen-Gebläsemaschine *185, †58.
Hochspannungs-Schaltanlagen *58.
Hubverminderer s. Indikator.
Hypozykloidengeradführung s. Beharrungsregler.

I

Indikator und Hubverminderer, Maihak — *81.
Indikator s. Fernschreib —.

K

Kalanderantrieb, Direkter — *34.
Kanäle s. Drehkolbenpumpe mit Ausgleich —.
Kegelräderhobelmaschine, Zwangläufige — mit zwei Werkzeugen *117, *131.
Kehrichtverbrennungsofen, System Dörr 109, †34.
Kellung s. Tangential —.
Kessel s. Glieder —.
Kessel und Maschinen für sehr hoch gespannten Dampf *44, *53.
Kesselhaus der Städtischen Lagerbierbrauerei, Hannover 117, †36.
Kesselspeisepumpe, Berechnung der gekröpften Welle einer —. Von Ingenieur Meller, Hildburghausen. *68, *91, *106, *139, *145.
Kette s. Transport —.
Kettenlaschen-Schlitzmaschine 89, †27.
Kettenrostfeuerung s. Umlauf-Wasserrohr-Dampfkessel.
Klauenkupplung, Schnell herzustellende — *212.
Kohlen-Verladebrücke, West Albany — der New York Central-Bahn. Von Ingenieur Eugen Eichel, Schenectady, N. Y. *61.
Kolben, Wassergekühlter — für Gasmotoren *159.
— s. Dampf —.
Kolbenringe, Neue — *108.
Kolonial- und Golf-Pumpen *190.
Kompensator s. Metallschlauch —, s. Kugelgelenk —.
Kompressor s. Gegenstrom-Misch-Kondensationsanlage und —.
Kondensat-Rückspeisepumpe mit Behälter *196.
Kondensationsanlage s. Gegenstrom-Misch —.
Kondensator s. Strahl —, s. Gegenstrom —.
Kondenswasser-Ableiter s. Rohrbruchventil.
— **-Rückleiter** *192.
Kraftstation mit Peltonrädern, Die — der Aluminium-Corporation, Conway *73, †25.
— Die neue — der Pennsylvania Railroad Company, Long Island 20, †8.
— im Whitewood-Bergwerksbezirk, Die — 120, †36.
Kraftübertragung in feuchten Räumen 115.
Kran s. Bock-, s. Dreh-, s. Scheren-Schwimm —.
Kranketten s. Sicherung für —.
Kran-Zwillings-Dampfmaschine, Stehende — *153.
Krümmer, Vorrichtung zum Ausbohren von — *147.
Kugelgelenk-Kompensatoren *187.
Kugellager, „D. K. F." — *126.
Kühlung und Schmierung von Gasmaschinen, Übelstände bei der — 40.
Kupferrohr-Verschraubungen. Von C. Schröder, Berlin. *195.
Kupplung s. Doppelkegel-Reibungs —, s. Klauen —, s. Sylbe —, s. Centrator —.
Kurbelzapfenlager für Zweitaktgasmaschinen 176.

L

Lager mit sich selbst vor dem Festlegen einstellenden Schalen, Küpfers — *104.
— s. Calypsol-, s. Kurbelzapfen —.
Lagerkonstruktionen, Neuere — für Transmissionen. Von F. Wilcke *12, *21, *35.
Lastwagen, Der Eryx — 184, †55.
Lastzugwagen s. Motor —.
Leerlaufbüchse, Leerlaufscheibe und **Ankerplatten** von I. G. Kayser, Nürnberg *16.
Leitspindel-Schnelldrehbank *198, †59.
Lokomobile s. Heißdampf —, s. Heißdampf-Umsteuerungs-, s. Turbo-Heißdampf —.
Lokomotive s. Einphasen-Wechselstrom-, s. Vierzylinder-Vorspann-, s. Windebock —.

M

Maische s. Sud —.
Maschine s. Schmieren.
Maschinen für sehr hoch gespannten Dampf s. Kessel.
— s. Einzelantrieb oder Gruppenbetrieb von —.

Digitized by Google

Maschinenaggregate s. Zentralschmierung.
Metallschlauch-Kompensator *108.
Metallstopfbüchspackung für hoch überhitzten Dampf *176.
Motor M. 11, Der neue Deutzer — *155, *164.
Motor s. Bremsversuch, s. Diesel —, s. Sauggas —, s. Schiffs —, s. Centratorkupplungen und Centrator —, s. Heizschieber für Verbrennungs —, s. Kolben, s. Wind —.
Motor-Lastzugwagen, Dreiachsiger *14, 135.
Motorwagen s. Chassis, s. „Piccolo" —, s. Puch —.

N

Nieten-Wärmofen, Fahrbarer — von Horace P. Marshall & Co., Leeds *11.

O

Ofen s. Kehrichtverbrennungs-, s. Nieten-Wärm —.

P

Packpresse und Pappen-Prägemaschine. Von Ing. Max Otto, Fischendorf-Leisnig i. S. 211, †63.
Packung s. Metallstopfbüchs —.
Papiermaschine s. Zigaretten —.
Pappen-Prägemaschine s. Packpresse.
Peltonrad, Ein 48 PS — *74.
Peltonräder s. Kraftstation.
Peltonradanlage, Eine amerikanische — *115.
Personenaufzugsanlage, Elektrische — *58.
Personenwagen für Eisenbahnen, Neue — 41, 50, †15 u. 16.
„Piccolo"-Motorwagen von A. Ruppe & Sohn, Apolda 11, †5.
Platten s. Support —.
Plungerpumpe für große Saughöhen *195.
Prägemaschine s. Packpresse u. Pappen —.
Presse s. Pack —.
Pressen s. Brikett —.
Proell-Steuerung, Die neue — *167.
Puch-Motorwagen, Der — *206, †61.
Pumpe s. Atlas-, s. Drehkolben-, s. Kesselspeise-, s. Kolonial- u. Golf-, s. Kondensat-Rückspeise-, s. Hochdruck-Zentrifugal-, s. Rotations-, s. Schieberluft-, s. Schmier-, s. Zwillingsplunger —.

R

Räder s. Kegel-, s. Rohhaut —.
Räderfräsmaschine, Automatische Univer-sal — *65.
Radial-Bohr- und Gewindeschneid-Maschine *37.
Radius s. Fräsen.
Räume, feuchte, s. Kraftübertragung.
Regler s. Beharrungs-, s. Dampfkessel-Speise —.
Regulatoren nach System Strnad von Schmidt & Wagner, Berlin *4.
Reparaturwerkstätte s. Eisenkonstruktion.
Revolverdrehbank *55, *61, †18 u. 19.
— Selbsttätige — *102.
— 17" —, System Pollock und Macnab *59, †19.
Revolverkopf für eine Radreifendrehbank *140.
Rhônebrücke bei Chancy, Die *125, †40.
Riemenleiter, Neuere — *112.
Riemenscheibenbefestigung *40.
Rohhauträder, Armierte — *124.
Rohrbiegemaschine, Hydraulische — *113.
Rohrbruchventil mit Beipaßeinrichtung und Kondenswasser-Ableiter *24.
— „System Seidel" *188.
Rohrleitungen s. Hochdruck —.
Rohrschlangen, zylindrische — s. Wickelvorrichtung.
Rost s. Wander —.
Rostbeschickungsapparat, Mechanischer — *208.
Rotationspumpen für tiefe Schächte *192.
Rückleiter s. Kondenswasser —.
Rundlaufmaschine, Die neue — (System W. von Pittler). Von Ingenieur Carl Rixen, Berlin *69, *88.

S

Sägen, Vorrichtung zum Vielfach — *8.
Saugbagger s. Saugrohre.
Sauggas-Generatorenanlage 205, †62.
Sauggasmotor, Vertikaler „Gardner" — *169.
Saugrohre für Saugbagger, Neuerung an — *37.
Schächte s. Rotationspumpen.
Schachtleitungen. Von Ingenieur G. Hübel, Zweibrücken *191, *206.
Schaltanlagen s. Hochspannungs —.
Scheren-Schwimmkran von 40 t Tragfähigkeit *26, †10.
Schieber, Zweispaltiger „Hochwald" — mit Stegen in der Muschel *160.
Schieber s. Heiz —.
Schieberluftpumpe s. Gegenstrom-Kondensatoren.
Schiffbau s. Dampfturbine im —.
Schiffsmotor, Der W. S. V. —
Schleifmaschine s. Universal —, s. Vertikal —.
Schlitzmaschine s. Kettenlaschen —.
Schmiereinrichtung, Calvins selbsttätige, — für Dampfmaschinen *40.
Schmieren der Maschinen, Das — — 158.
Schmierpumpe (System Friedmann) *193.
Schmierung s. Zentral —.
Schmiervorrichtung, Empfehlenswerte — *212.
Schneckenradmaschine 91, †27.
Schnell-Support-Drehbank 122, †37.
Schornstein mit Hochbehälter. Von Ing. I. Thoren. Charlottenburg 180, 203, 208, 215, †54.
Schotteranlage für Straßen- und Eisenbahnschotter 59, †20.
Schraubenräder, Gefräste Doppel — *179.
Seeschiffe s. Verbrennungsmaschine.
Selbstschluß-Wasserstand-Anzeiger, System Chalou *116.
Shapingmaschine *41.
Sicherheitsventil „Absolut" mit vollem Kegelhub *195.
Sicherung für Kranketten *32.
Sparfeuerung, Die mechanische — „Düsseldorf" *95.
Speiseregler s. Dampfkessel —.
Spindelstock mit Zahnräder-Wechselgetriebe *184.
Spiral-Francis-Turbinenanlage Hidegszamos 144, †44.
Spiral-Turbinenanlage für die Schmelztiegelfabrik von Carl Nolte Söhne, Frankenhain 9, †4.
Spurlager s. Dampfturbinen.
Stampfmaschine s. Zementrohr —.
Steinkohlen-Brikettfabrik 101, †32.
Steuerung für reversierbare Walzenzugmaschinen. Von Fritz Luhr, Neumühl-Ruhrort *197.
Steuerung s. Heißdampfmaschine mit Kolbenventil —, Heißdampf-Lokomobile mit Ventil —, s. Proell —, s. Tandem-Dampfmaschine mit Ventil —, s. Ventil —.
Steuerungseinrichtung für Tandem-Maschinen, System Carl Pohl *43.
Stirnrad-Flaschenzug, „Hadef" — mit verharrender Ausrückung *168.
Strahlkondensator für Dampfturbinen, System Körting *48.
Straßenreinigungs-Automobil 123, †38.
Sudmaische, Offene und geschlossene — 23, †70.
Supportplatten von L. Schuler, Göppingen *8.
Sylbe-Kupplung *100.

T

Tandem-Dampfmaschine mit Recke-Ruston Ventilsteuerung 101, †31.
— — mit Ventilsteuerung „Patent Kron" 152, †46.
— — Die neue liegende Bollinckx — *133, †41.
Tandem-Maschine s. Heißdampf-, s. Steuerungseinrichtung.
Tangentialkeilung, Über — *100.
Tellkopf *63.
Transmissionen s. Lagerkonstruktionen.
Transmissionsanlage der Jute-Spinnerei und Weberei der Gebrüder Spohn, Neckarsulm 67, †22.
Transmissionselemente, Neuere „Hartmann" — *145, *163.
Transportkette, Eigenartige — *64.
Trockner s. Dampfwasserableiter u. Dampf —.
Turbine s. Curtis-Dampf-, s. Dampf-, s. Wasser-, s. Wind —.
Turbinen, Zwei moderne —, s. Dampf —.
Turbinenanlage s. Hochdruck —, s. Spiral-Francis —, s. Spiral —.
Turbo-Heißdampf-Lokomobile, Die A. D. G. — *109.

U

Überhitzer s. Umlauf-Wasserrohr-Dampfkessel.
— s. Dampf —.
Umlauf-Wasserrohr-Dampfkessel mit Überhitzer und Kettenrostfeuerung, System Dürr *35, †13.
Universal-Schleifmaschine *97.

V

Vakuum s. Gegen-strom-Kondensatoren.
Ventilator s. Verbund —.
Ventile s. Absperr —, s. Druckminder —, s. Hochhub-Sicherheits —, s. Rohrbruch —, s. Sicherheits —.
Ventilsteuerung, System Hauger 151, †46.
— s. Tandem-Dampfmaschine mit Recke-Ruston —.
— s. Heißdampf-Lokomobile.
Verbrennungskraftmaschinen, Verfahren zur Verbesserung eines zu großen Sauerstoffgehaltes der Ladung beim Ausbleiben der Zündung bei — 149.
Verbrennungsmaschine, Die — zum Antrieb von Seeschiffen 199.
Verbrennungsmotoren s. Heizschieber.
Verbundventilator *71.
Verdampfapparate s. Gegenstrom-Kondensatoren.
Verschraubungen s. Kupferrohr —.
Versuchsgasanstalt, Die neue — des städtischen Gaswerkes Wien-Semmering 142, †45.
Vertikal-Schleifmaschine von der Pratt & Whitney Co., Hartford, Conn. *2, 12, †2.
Vierzylinder-Vorspannlokomotiven für die Gotthardbahn. Die neuen 4/5 gek. — *57.
Vorfeuerung s. Dampfkessel.
Vorwärmer s. Gegenstrom. —.

W

Wagen s. Last —.
Waggonkipper, Elektrisch betriebener — von 30 000 kg Tragkraft *165, †50.
Walzenstuhl s. Zwei — —.
Walzenzugmaschinen, Ein Beitrag zur Kenntnis der — Von Fritz Luhr, Mühlheim-Ruhr 17, †7.
— s. Steuerung.
Wanderrost mit Rostkörpern auf Querträgern *177.
Wasserleitungen s. Druckminderventil.
Wasserstand-Anzeiger s. Selbstschluß —.
Wasserturbine, Zweistufige Francis — im Trisanna-Werk bei Landeck 77, †25.
Wasser- und Dampfturbinen, Über moderne —. Von Paul Hugo Günther, Bilbao (Spanien) *78, 96, *129, *166, 182.
Wehre, Die beweglichen — der Wasser-Stauanlage der Kraftstation Lockport *83.
Welle, gekröpfte s. Kesselspeisepumpe.
Wickelvorrichtung für zylindrische Rohrschlangen. Von Oberingenieur Carl Wadas, Wien *134, †42.
Winde s. Druckluft —.
Windebock, Berechnung eines — für Lokomotiven. Von Regierungsbaumeister Ad. Vieth, Bremen *30, *45, *62.
Windmotoren (Windturbinen) *79.

Z

Zahnräder-Wechselgetriebe s. Spindelstock.
Zementrohr-Stampfmaschine *218, †65.
Zentralschmierung für Maschinenaggregate *181.
Zigarettenpapiermaschine *97, †30.
Zweiwalzenstuhl für die Graphit-Vermahlung 5, †3.
Zwillings-Hochofengas-Gebläsemaschine *42, †14.
Zwillingsplungerpumpe der Gasmotoren-Fabrik Cöln-Deutz 190, †57.

Alphabetisches Namenregister.

A

Absolut, Sicherheitsventil mit vollem Kegelhub *195.
Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher, Wyß & Co., Zürich, Zigarettenpapiermaschine *97, †30.
Alexander Manufacturing Company, Rohrbruchventil mit Beipaßeinrichtung u. Kondenswasser-Ableiter *24.
Allen & Limmonds, Reading, Eigenartiger Dampfkolben *92.
Allgemeine Dampfturbinenbau-Gesellschaft m. b. H., Nürnberg. Die A. D. G. Turbo-Heißdampf-Lokomobile *109.
Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin, Hilfspol-Maschinen *10.
— — Hochspannungs-Schaltanlagen *58.
— — Die A. E. G. Curtis Dampfturbine *76, *110.
Alma Machine Tool Works, Liversedge, Spindelstock mit Zahnräder-Wechselgetriebe *184.
Aluminium-Corporation, Conway, Die Kraftstation mit Peltonrädern *73, †26.
Ateliers de Construction H. Bollinckx Société Anonyme, Brüssel, Die neue liegende Bollinckx-Tandem-Heißdampfmaschine *133, †41.
Atlas-Pumpe „Erreicht" *190.

B

Barber, 5 t-Dampf-Lastautomobil, System — *121, *132, †38.
Baumannscher Glieder-Abdampfentöler, Über den — *19.
Bechem & Keetman s. Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft.
Beige & Künzli, Taucha-Leipzig, Lehmann-Pumpen *189, †56.
Bell, Theodor, & Cie, Kriens-Luzern, Die Hochdruck-turbinenanlage 111, †35.
Bells Asbestos Company, Ltd., London, Absperrventile für Heißdampf *159.
Benrather Maschinenfabrik, Actien-Gesellschaft, Benrath, Elektrisch betriebener Waggonkipper von 30 000 kg Tragkraft *165, †50.
Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft, Dessau, Ringschmierlager *36.
—, — Neuere Riemenleiter *112.
Berliner Motorwagenfabrik G. m. b. H., Reinickendorf-Berlin, Der Eryx-Lastwagen 184, †55.
Bieberstein & Goedicke, Hamburg, Vertreter der „Gardner" Sauggasmotoren *169.
Biernatzki & Co., Chemnitz, Automatische Universal-Räderfräsmaschine *65.
— — Abstechmaschine *141.
Bildtscher Gasgenerator *144.
Bleichert, Adolf, & Co., Leipzig-Gohlis, Neues aus dem Gebiete des Hängebahnbaues *28.
Blocklebank, Thomas, Übelstände bei der Kühlung und Schmierung von Gasmaschinen 40.
Bollinckx, H. s. Ateliers de Construction.
Bopp & Reuther, Maschinen- und Armaturenfabrik, Mannheim-Waldhof, Druckminderventil für Wasserleitungen *196.
Borsig, A., Tegel bei Berlin, Metallstopfbüchspackung für hoch überhitzten Dampf *176.
— — Hochofen-Gebläsemaschine *185, †58.
Brandenburg, Max, Berliner Pumpenfabrik A.-G., Berlin, Kolonial- und Golf-Pumpen *190.
Breuer & Co., H., Höchst a. Main, Ein 48 PS-Peltonrad *74.
Brieck & Hübner, Maschinenfabrik, Biebrich a. Rh., Zementrohr-Stampfmaschine *218, †65.
Bromovsky, Schulz & Sohr, Prag, Scheren-Schwimmkran von 40 t Tragfähigkeit *26, †10.
— — Adamsthal bei Brünn, Stehende Kran-Zwillings-Dampfmaschine *153.
Brown & Sharpe Mfg. Co., Providence, Selbsttätige Revolverdrehbank *102.
Brush Electrical Engineering Co., Loughborough, Flüssigkeitsdichtung für Dampfturbinen *56.

C

Calvin, Ingenieur, Calvins selbsttätige Schmiereinrichtung für Dampfmaschinen *40.
Chalou, Selbstschluß-Wasserstands-Anzeiger, System — *116.
Chancy, Rhônebrücke bei — *125, †40.
Christoph, I. E., s. Maschinenfabrik.
Cincinnati Milling Machine Comp., Cincinnati, Schneckenradmaschine 91, †27.
Consolidated Power & Light Co., Deadwood, Die Kraftstation im Whitewood-Bergwerksbezirk 120, †36.

Digitized by Google

ton Iron Works, Glasgow, Neue Kolbenringe *108.
x, Léon, Kessel und Maschinen für sehr hoch gannten Dampf *44, *53.
n, Schleusenanlage, Entlastetes Absperrventil *84.
nack, R., s. Maschinenfabrik.

D

enbaum, Ad., Dipl.-Ing., Zur Frage der Forcierung n Dampfmaschinen 113.
nitz, Gegenstrom-Vorwärmer, System — *100.
sche Calypsol-Transmissionswerke, G. m. b. H., sseldorf, Das Calypsollager *148.
sche Elektrizitätswerke zu Aachen, Garbe, Lahyer & Co., Aktienges., Gleichstrom-Dynamomaschine, stem Garbe-Lahmeyer *87.
sche Kugellagerfabrik, G. m. b. H., Leipzig-Plagwitz,). K. F." Kugellager *126.
r, A., s. Stettiner Chamotte-Fabrik.
e, R., Ingenieur, Emden, Eisenkonstruktion einer paraturwerkstätte *51, *90, 99, *114, *122, *136, 7.
donné-Lechêne, Fallhämmer, System — 34, †12.
s, C. F., G. m. b. H., Werdau i. S., Shapingmaschine 1.
, Kehrichtverbrennungsofen, System — 109, †34.
er, Rosenkranz & Droop, Hannover, Dampfwasserleiter und Dampftrockner *194.
- — Hochhub-Sicherheitsventil *220.
mmann s. Werkstätte für Maschinenbau.
burger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. chem & Keetman, Duisburg, Bockkran von 15 t agfähigkeit *25, †9.
, Fritz, Ein Kurbelzapfenlager für Zweitaktgasschinen 176.
mlauf-Wasserrohr-Dampfkessel mit Überhitzer und ttenrostfeuerung, System — *35, †18.
& Co. s. Düsseldorf-Ratinger Röhrenkessel-Fabrik 5.
eldorf, Die mechanische Sparfeuerung *93.
eldorf-Ratinger Röhrenkessel-Fabrik vorm. Dürr & Co., tingen, Umlauf-Wasserrohr-Dampfkessel *35, †13.
erhoff & Widmann, A.-G., Zementfabrik, Biebrich Rh., Zementrohr-Stampfmaschine *218, †65.

E

rt, Ing. Fr. Sande bei Bergedorf, Fabrikation von miedbarem Eisenguß 177, †54.
l, Eugen, Ingenieur, Schenectady N. Y. West Alay, Kohlen-Verladebrücke der New-York Centralhn *61.
werk (vorm. Nagel & Kemp) A- G., Hamburg, Steher mit Kugelbewegung und Ringschmierung *35.
öms Maskinaffär, A., Stockholm, Bildtscher Gasnerator *144.
rizitäts-Akt.-Ges. vorm. Kolben & Co., Prag-Vysocan, eistufige Francis-Wasserturbine 77, †25.
lmann, Emil, Atlas-Pumpen-Fabrik, Köpenick bei rlin *190.
, Carl, Schkeuditz bei Leipzig, Verbundventilator *72.
r, Wyß & Co. s. Aktiengesellschaft.

F

ne & Co., De Limon, Düsseldorf, Schmierpumpe stem Friedmann *193.
mann, Schmierpumpe System — *193.
ies, Heinrich, G. m. b. H., Berlin, Hydraulischer bebock *31.
- Düsseldorf, „Hadef" — Stirnrad — Flaschenzug ; verharrender Ausrückung *168.

G

& Co., Eisengießerei und Maschinenfabrik-Aktiengesellschaft, Budapest, Die Kraftstation mit Peltonrn der Aluminium-Corporation, Conway *73, †26.
- Spiral-Francis-Turbinenanlage Hidegszamos 144, .
-Lahmeyer, Gleichstrom-Dynamomaschine System .
, Lahmeyer & Co., s. Deutsche Elektrizitäts-Werke.
ner s. Maxfield.
ier-Sauggasmotor, Vertikaler — *169.
n Machine Company New-York City, Teilkopf *63.
otoren-Fabrik Deutz, Cöln-Deutz, Bremsversuch an m Deutzer Dieselmotor *63.
- Der neue Deutzer Motor M. 11 *155, *164.
- Zwillingsplungerpumpe 190, †57.
& Arnold, Leipzig-Gohlis, Vertreter der Vereinigten schinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft rnberg, 70 PS-Gasmaschine *33, †11.
ngen, Maschinenfabrik, Geislingen, Transmissionsage 67, †22.
Alfred, Bremen, Elektrische Flaschenzüge *135.
schaft für Hochdruck-Rohrleitungen m. b. H., lin, Über Hochdruck-Rohrleitungen *6, *10, *22.
t Little & Co. Limited, Eigenartige Transportkette .
ardbahn, Die neue 4/5 gek. Vierzylinder-Vorspannomotive für die — *57.
Emerich, Ingenieur, Elbing, Berechnung einer PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation , *174, *201, *210, *214.
Otto, Ingenieur, Frankfurt a. M., Ein 48 PS-Pelton- *74.
howitz, Die Eisenbeton-Bauten der Portland-Zementrik *170, †51.
er Motoren-Gesellschaft m. b. H., Aschaffenburg, Gaskraftzentrale des Bahnhofes Wörishofen 5, †39.
ier, Paul Hugo, Bilbao (Spanien), Über moderne sser- und Dampf-Turbinen *78, 96, *129, *166, 182.

H

che Maschinenfabrik und Eisengießerei, Halle a. S., maschine *213, †64.
mann, Rich. s. Sächsische Maschinenfabrik.
g, A., G. m. b. H., Nürnberg, Heißdampfkessel, tem — 66, †21.
ıan", Gewindebohrkopf *39.
Hidegszamos, Spiral-Francis-Turbinenanlage 144, †44.
Hilger & Co., W. H., Bonn, Über Centratorkupplungen und Centratormotoren *64.
Hochwald, M., Berlin, Zweispaltiger „Hochwald"-Schieber mit Stegen in der Muschel *160.
Hohenfurth, Elektrizitätswerk *200, †60.
Hornsby-Stockport Gas Engine Works, Die Hornsby-Stockport-Gasmaschine *156.
Hornung & Rabe s. Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik.
Hübel, G., Ingenieur, Zweibrücken, Schachtleitungen *191, *206.
Huber, Gebr., Breslau, Die Eisenbetonbauten der Portland-Zementfabrik Groschowitz *170, †51.
Hunger, Ventilsteuerung, System — 151, †46.

I

Ingersoll-Rand Company, New-York, Druckluftwinde *27.

J

Jacobiwerk Meißen, Neuere Lagerkonstruktionen für Transmissionen *21.

K

Kahle, R., **and Co.,** London, Calvins selbsttätige Schmiereinrichtung *40.
Karch, Prof., Cöln, Beharrungsregler mit Hypozykloidengeradführung *159.
Kayser, I. G., Nürnberg, Leerlaufbüchse, Leerlaufscheibe und Ankerplatten *16.
— Ringschmierlager mit Kugelbewegung, System — *36.
van den Kerchove, Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung, System — *150, *172.
Klein, Gebr., s. Maschinenbau A.-G.
Klein, Schanzlin & Becker, s. Maschinen- u. Armaturfabrik.
Kolben & Co., s. Elektrizitäts-Akt.-Ges.
Körting, Gebr., A.-G., Körtingsdorf bei Hannover, Strahlkondensator für Dampfturbinen, System — *48.
— — Masut-Innenfeuerung 143, †34.
Kretschmer & Co., F. G., Frankfurt a. M., Selbsttätige Revolverbank *102.
Kron, Tandem-Dampfmaschine mit Ventilsteuerung Patent — 152, †46.
Krupp, Fried., Grusonwerk A.-G., Magdeburg, Zweiwalzenstuhl 5, †3.
Küpfer, Guillermo, Santiago de Chile, Küpfers Lager mit sich selbst vor dem Festlegen einstellenden Schalen *104.

L

Langert, H., Hannover, Eiserne Dachbinder mit Gurtungen aus Z-Eisen *183.
Lanz, Heinrich, Mannheim, Heißdampf-Lokomobile mit Ventilsteuerung *49.
Leeds Engineering & Hydraulic Company, Ltd., Rodley bei Leeds, Hydraulische Rohrbiegemaschine *113.
Lehmann, F. H. E., Eilenburg, Drehkolbenpumpe mit Ausgleichkanälen *188, †56.
Levassor s. Panhard.
Lockport, Die beweglichen Wehre der Wasser-Stauanlage der Kraftstation — *83.
Loewe & Co., Ludw., A.-G., Berlin, Revolverdrehbank *55, †18 u. 19.
Luhr, Fritz, Neumühl-Ruhrort, Ein Beitrag zur Kenntnis der Walzenzugmaschinen *17, †7.
— Steuerung für reversierbare Walzenzugmaschinen *197.
Luzern-Engelberg, Elektrizitätswerk, Die Hochdruckturbinenanlage 111, †35.

M

van Maanen, Dampfzylinder-Entwässerungsapparat System — *204.
Mac Nicol, Neuere Dampfkesselanlagen, System — 86, 98, †28 u. 29.
Maffei I. A., München, Die neuen 4/5 gek. Vierzylinder-Vorspannlokomotiven für die Gotthardbahn *57.
— — Neue Personenwagen für Eisenbahnen 42.
Malhak, H., Hamburg, Fabrik für Armaturen und technische Maßinstrumente, Malhak-Indikator und Hubverminderer *81.
— — Der Fernschreib-Indikator *157.
Malhak-Parish, Der Fernschreib-Indikator, System — *157.
Marshall, Horace, P. & Co., Leeds, Fahrbarer Nieten-Wärmofen *11.
Maschinenbau-Aktiengesellschaft Golzern-Grimma, Golzern Sa., Tandem-Dampfmaschine mit Ventilsteuerung „Patent Kron" 152, †46.
— — Zwei moderne Turbinen 171, †52.
Maschinenbau A.-G., vorm. Gebrüder Klein, Dahlbruch, Zwillings-Hochofengas-Gebläsemaschine *42, †14.
Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Starke & Hoffmann, Hirschberg i. Schles., Heißdampf-Tandem-Maschine *1, †1.
— — Über den Baumannschen Glieder-Abdampfentöler *19.
— — Eine Heißdampf-Tandemmaschine nach dem Prinzip der „größten Raumersparnis" 149, †47.
Maschinenfabrik I. E. Christoph Akt.-Ges., Niesky, Ventilsteuerung, System Hunger 151, †46.
Maschinenfabrik K. K. priv., R. Czermack, Teplitz, Lehmann-Pumpen *189, †56.
Maschinenfabrik Geislingen, Geislingen, Antriebe und Ausrückungen *4.
Maschinenfabrik Prometheus, G. m. b. H., Berlin-Reinickendorf, Armierte Rohhauträder *124.
Maschinenfabrik A., C. & O. Wapler, Tragnitz-Leisnig, Packpresse und Pappen-Prägemaschine 211, †63.
Maschinen- und Armaturfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal (Rheinpfalz), Hochhub-Sicherheitsventil *56.
— — Hochdruck-Zentrifugalpumpen *186.
Maxfield und Gardner, Ingenieure der Pennsylvania-Eisenbahn, Trenton (New-Jersey) Transportabler Drehkran *32.
Meiler, Ingenieur, Hildburghausen, Berechnung der gekröpften Welle einer Kesselspeisepumpe *68, *91, *106, *138, *145.
Melms & Pfenninger, G. m. b. H. München-Hirschau, Die Dampfturbinen, System — *161, *171.
Merkelbach, K. & F., G. m. b. H., Dotzheim bei Wiesbaden, Gewindebohrkopf *39.
Metallschlauchfabrik Pforzheim vorm. Heb. Witzenmann, G. m. b. H., Pforzheim, Metallschlauch-Kompensator *108.
Metallwerke Bruno Schramm G. m. b. H., Ilversgehofen-Erfurt, Eisenkonstruktion eines Gewächshauses 19, †6.
Meyer-Büte, G., Hamburg, Die Hornsby-Stockport-Gasmaschine *156.
Mudd, West Hartepool, Neue Kolbenringe *108.

N

Nachtigall & Jacoby, Leipzig-E., Dampfwasserableiter mit Abschaltevorrichtung *176.
Nagel & Kemp s. Eisenwerk.
Newall Engineering Co., Ltd., Warrington, Universal-Schleifmaschine *97.
Newton Machine Tool Works, Philadelphia, Radial-Bohr- und Gewindeschneid-Maschine *37.
Nolte, Carl, Söhne, Frankenhain, Hessen, Zweiwalzenstuhl 5, †3.
— — Spiral-Turbinenanlage 9, †4.
Nugent, Wm. W. & Co., Chicago, Zentralschmierung für Maschinenaggregate *181.

O

Otis Brothers, New-York, Elektrische Personenaufzugsanlage *58.
Otto, Max, Fischendorf-Leisnig, Gegenstrom-Vorwärmer, System Demnitz *100.
— Packpresse und Pappen-Prägemaschine 211, †63.

P

Panhard & Levassorscher Motorwagen, Das Chassis der — *92.
Pennsylvania Railroad Company, Long Island, Die neue Kraftstation 20, †8.
Petry-Dereux, G. m. b. H., Düren (Rheinl.) Neuere Dampfkesselanlagen, System Mac Nicol 86, 98, †28 u. 29.
— — Wanderrost mit Rostkörpern auf Querträgern *177.
Pittler, W., von, Die neue Rundlaufmaschine System — *69, *88.
Pohl, Carl, Steuerungseinrichtung für Tandemmaschinen, System — *43.
Pollock & Macnab, 17" Revolverdrehbank System — 59, †19.
Polysius, G., Dessau, Neuere Lagerkonstruktionen für Transmissionen *22.
Power Plant Company Ltd., West Drayton, Gefräste Doppel-Schraubenräder *179.
Pratt & Whitney Co., Hartford, Vertikal-Schleifmaschine *2, 12, †2.
Proell, Dr. R., Dresden, Die neue „Proell"-Steuerung *167.
Prometheus s. Maschinenfabrik.
Puch, Johann, Erste steiermärkische Fahrradfabrik A.-G., Graz, Der Puch-Motorwagen *206, †61.

R

Recke-Ruston Ventilsteuerung 101, †31.
Redlich, Ewald, Maschineningenieur, Szombathely, 12 PS-Benzin-Lastzugautomobil 163, †49.
Reichling & Comp., Robert, Kessel- und Maschinenbau-Gesellschaft, Dortmund, Der Reichlingsche Gliederkessel *146.
Reinsch, Carl, Dresden-N., Windmotoren (Windturbinen) *79.
Renold, Hans, Ltd., Manchester, Kettenlaschen-Schlitzmaschine 89, †27.
Rhônebrücke bei Chancy *125, †40.
Rixen, Carl, Ingenieur, Berlin, Die neue Rundlaufmaschine (System W. von Pittler) *69, *88.
Röder, Karl, Diplomingenieur, München, Die Dampfturbinen, System Melms & Pfenninger *161, *171.
Rollsche, L. von, Eisenwerke, selbsttätige Rohrabschlüsse 112, †35.
Roß, Arthur, **Hotchkiss & Co.,** Kondenswasserableiter *24.
Rummelsburg, Kraftwerk *77.
Ruppe, A., & **Sohn,** Apolda, „Piccolo"-Motorwagen 11, †5.
Ruston, Proctor and Co., Ltd., Lincoln, Tandem-Dampfmaschine mit Recke-Ruston Ventilsteuerung 101, †31.

S

Saalfeld, Max, Ingenieur, Mittweida, Über Gegenstrom-Kondensatoren in Verbindung mit Vakuum, Verdampfapparaten und trockener Schieberluftpumpe *46.
Sacerdote, G., Riemenscheibenbefestigung *40.
Sächsische Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz, Doppelkegel-Reibungskupplung *72.
— Neuere „Hartmann"-Transmissionselemente *145, *163.
Sackett, I. A., Neuerung an Saugrohren für Saugbagger *37.
Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik und Eisengießerei vormals Hornung & Rabe, Sangerhausen, Weißsche Gegenstrom-Misch-Kondensationsanlage und Kompressor 105, †31.
Schäffer & Budenberg, G. m. b. H., Magdeburg-B., Absperrventile für Heißdampf *159.
— Sicherheitsventil „Absolut" *195.
Schenk, C., Eisengießerei und Maschinenfabrik G. m. b. H., Darmstadt, Eine interessante Drehscheibe, die zugleich Hebebock ist *29.
Schmidt, Max, Heißdampf-Tandem-Maschine, System — *1, †1.
Schmidt, Max, Direktor s. Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Starke & Hoffmann.
Schmidt & Wagner, Berlin, Regulatoren *4.
Schmiedel, Ottomar, Oberingenieur, Leipzig, Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues *6, *14, *23, 38, 54.
Schmölliner Maschinenfabrik und Eisengießerei, Schmölln S.-A., Sylbe-Kupplung *100.
Schramm, Bruno s. Metallwerke.
Schröder, Carl, Berlin, Heizschieber für Verbrennungsmotoren *7.
— — Kupferrohr-Verschraubungen *195.

Digitized by Google

Schröder, Gebr., Düsseldorf, Abblasehahn für Dampfkessel *56.
Schüchtermann & Kremer, Dortmund, Brikettpressen *217.
Schuler, L., Göppingen, Supportplatten *8.
— — Schnell-Support-Drehbank 122, †37.
Schultze, G. A., Berlin Charlottenburg, Dampfzylinder-Entwässerungsapparat, *204.
Schumann & Co., Maschinen- u. Armaturenfabrik, Leipzig-Plagwitz, Kondenswasser-Rückleiter *102.
— — Dampfkessel-Speiseregler, System Stein *140.
Seidel, Rohrbruchventil, System — *188.
Seiffert & Co., Franz, Aktien-Gesellschaft, Berlin, Kugelgelenk-Kompensatoren *187.
Sellers & Co., William, Philadelphia, Penn., Revolverkopf für eine Radreifendrehbank *140.
Shunk, Major, Neuerung an Saugrohren für Saugbagger *37.
Siemens-Schuckert-Werke, Berlin, Einphasen-Wechselstrom-Lokomotive *138, †43.
Simplex-Apparat, Mechanischer Rostbeschickungsapparat *208.
Société anonyme des Anciens Ateliers de Construction van den Kerchove, Gent, Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung, System van den Kerchove *150, *172.
Société Ed. Sureouf & Cie., Billancourt, Dreiachsiger Motor-Lastzugwagen *14.
Sparfeuerungs-Gesellschaft m. b. H., Düsseldorf, Die mechanische Sparfeuerung „Düsseldorf" *93.
Speed Variator Co., R. W., New-York City. Ein neuer Geschwindigkeitswechsel *212.
Spiro & Söhne, Ignaz, Elektrizitätswerk Hohenfurt *200, †60.
Spohn, Gebrüder, Neckarsulm, Transmissionsanlage der Jute-Spinnerei und Weberei der — 67, †22.
St. Johns River, Florida, Neuerung an Saugrohren für Saugbagger *37.
Städtische Lagerbierbrauerei Hannover, Kesselhaus 117, †36.
Starke & Hoffmann s. Maschinenbau-Aktiengesellschaft.
Stein, Dampfkessel-Speiseregler, System — *140.
Stettiner Chamotte-Fabrik-Aktien-Gesellschaft vorm. A. Didier, Stettin, Kehrichtverbrennungsofen, System Dörr 109, †34.
Strnad, Regulatoren, System — *4.
Sulzer, Gebr., Winterthur, Dieselmotor *156, †48.
— — Flanschendichtung 112, †35.
Sureouf & Cie. s. Société —.
Sylbe-Kupplung *100.

T

Thoren. Ing. I., Charlottenburg, Schornstein mit Hochbehälter 180, 203, 208, 215, †54.
Topf, I. A., & Söhne, Erfurt, Kesselhaus der städtischen Lagerbierbrauerei, Hannover 117, †36.
Trisanna-Werk bei Landeck. Zweistufige Francis-Wasserturbine im — 77, †25.
Troester, Paul, Wülfel-Hannover, Direkter Kalanderantrieb *34.
Tschentschel, H., Breslau, Mechanischer Rostbeschickungsapparat *208.

U

United States Metall Packing Co., Neue Kolbenringe *108.

V

Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G., Nürnberg, 70 PS-Gasmaschine und 280 PS-Braunkohlen-Gasmotoren-Anlage *33, †11.
— — Neue Personenwagen für Eisenbahnen 41, †15 und 16.
Vieth, Ad., Professor, Regierungsbaumeister a. D., Bremen, Berechnung eines Windebockes für Lokomotiven *30, *45, *62.
Voß, Fritz, Maschinenfabrik, Cöln-Ehrenfeld, Sauggas-Generatorenanlage 205, †62.

W

Wadas, Carl, Oberingenieur, Wickelvorrichtung für zylindrische Rohrschlangen *134, †42.
Wapier, A. C. & O. s. Maschinenfabrik.
Wartmann, Valette & Co., Brugg u. Genf, Rhônebrücke bei Chancy *125, †40.
Washer, Thomas, W. K., Surbiton, Neuartige Flanschenverbindung *16.
Watson-Stillman Company, Aldine N. Y., Wassergekühlter Kolben für Gasmotoren *159.
Webster & Perks Co., Empfehlenswerte Schmiervorrichtung *212.
Weinmann & Lange, Eisen- und Metallgießerei, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturen-Fabrik, Bahnhof Gleiwitz O.-S. *188.
Weiß, F. I., Basel, Weißsche Gegenstrom-Misch-Kondensationsanlage und Kompressor 105, †31.
Werkstätte für Maschinenbau vormals Ducommun, Mülhausen (Elsaß), Zwangläufige Kegelräderhobelmaschine *117, *131.
Wetzel, Gebr., Ringschmierlager *36.
Whitewood-Bergwerksbezirk, Die Kraftstation im — 120, †36.
Wien-Simmering, Die neue Versuchsgasanstalt des städtischen Gaswerkes 142, †45.
Wilcke, F., Neuere Lagerkonstruktionen für Transmissionen *12, *21, *35
Wilcox & Co., W. H., London, Plungerpumpe für große Saughöhen *195.
Willans-Parsons Dampfturbinen. Die *74, †24.
Willans & Robinson, Ltd., Victoria Works, Rugby, Die Willans-Parsons Dampfturbine *74, †24.
Winand, Paul, Cöln, Verfahren zur Verhütung eines zu großen Sauerstoffgehaltes der Ladung beim Ausbleiben der Zündung bei Verbrennungskraftmaschinen 146.
Witzenmann, Hch. s. Metallschlauchfabrik.
Wohlenberg, H., Kommanditgesellschaft, Drehbank-Fabrik und Eisengießerei, Hannover, Leitspindel-Schnelldrehbank, *198, †59.
Wolf, R., Magdeburg-Buckau, Dampfkessel mit Unterflur-Treppenrost-Vorfeuerung 173, †53.
— — Eine Heißdampf-Umsteuerungs-Lokomobile auf Tragfüßen, *154.
Wolf & Struck, Vaals (Holland), Der W. S. V. Schiffsmotor *85.
Wörishofen, Die Gaskraftzentrale des Bahnhofes — *125, †39.
Worthington Blake Pumpen Compagnie m. b. H., Berlin, Worthington Kondensat-Rückspeisepumpe mit Behälter *196.

Z

Zeitzer Eisengießerei und Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, Zeitz, Steinkohlen-Brikettfabrik 101, †32.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

I. Jahrgang. Nr. 1. Begründet von W. H. Uhland. 2. Januar 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Heißdampf-Tandem-Maschine

System **Max Schmidt**

n der **Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Starke & Hoffmann** in **Hirschberg** i. Schl.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 1 u. Abbildungen, Fig. 1 u. 2.)

Nachdruck verboten.

Ein in die Augen springender Unterschied der auf Tafel 1 und Abb. Fig. 1 dargestellten Heißdampf-Tandem-Zweich-Expansionsmaschine, System Max Schmidt, on der Firma Maschinenbau-Aktiengesellschaft ormals Starke & Hoffmann in Hirschberg i. Schles. gen andere Tandemmaschinen in der üblichen Ausführung ist die urze gedrungene Bauart. Diese wird in erster Linie rch die an dieser Stelle schon beschriebene *) Zylinderverbindung, stem Max Schmidt, erreicht, die das sonst bei Tandemmaschinen

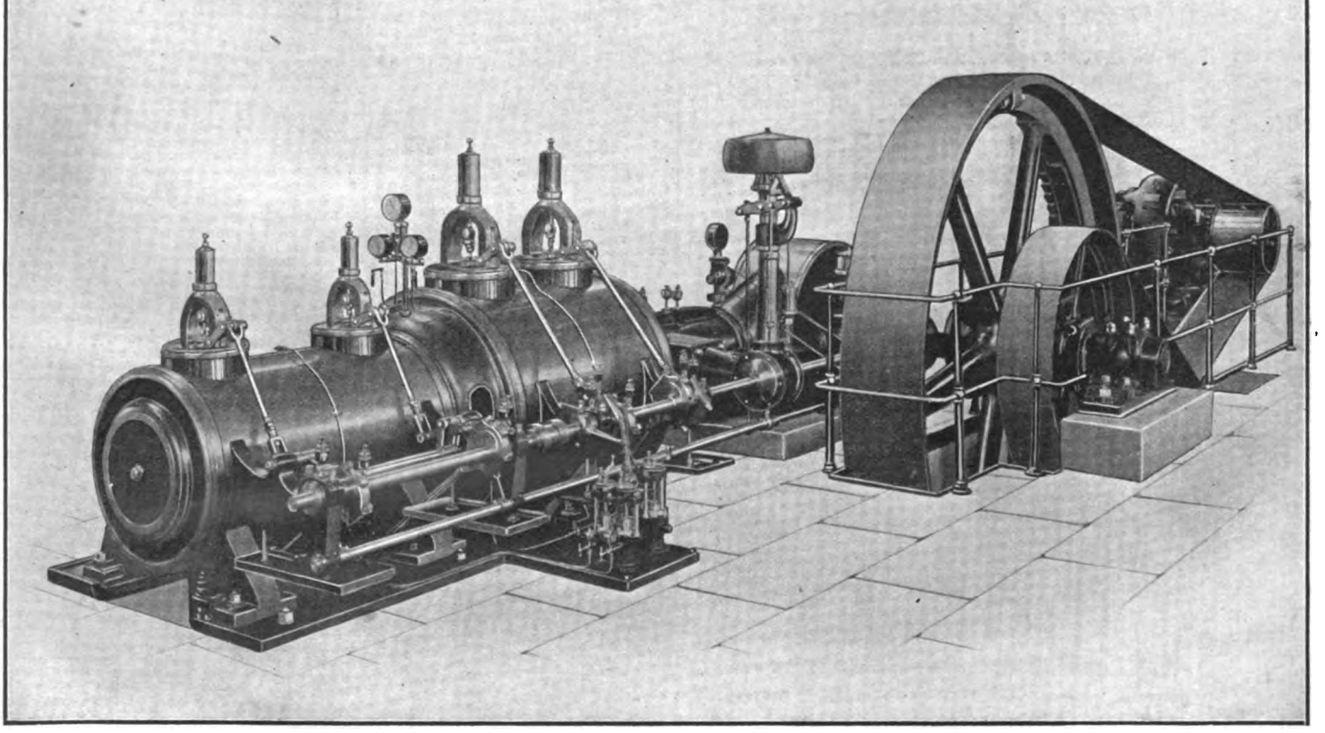


Fig. 1. Z. A.: Heißdampf-Tandem-Maschine.

bräuchliche lange Zwischenstück vermeidet, ohne dafür den Nachl erschwerter Zugänglichkeit der Stopfbüchse und des Niederuckkolbens in Kauf zu nehmen.

Das Zwischenstück wird bei der Maschine Fig. 1 u. 2, Taf. 1 durch n hinteren Deckel des Niederdruckzylinders und den vorderen s Hochdruckzylinders gebildet, die beide durch Rippen verenden sind und so einen einzigen Gußkörper bilden. So wird ie gute starre Verbindung der beiden Zylinder erreicht, und eichzeitig ist der Gußkörper auch der eigentliche Träger der den iden Zylindern gemeinsamen mittleren Stopfbüchse; diese hat bungsfreie Metallpackung, ist durch die seitlich angebrachten fnungen in den Rippen des Verbindungsstückes von außen beem zugänglich und ruht in einer Kompensationshülse. Diese iederum dichtet nach dem Hochdruckzylinder zu durch einen Konus ab, der durch zwei Keile angezogen wird. Übrigens reßt der Überdruck im Hochdruckzylinder die Hülse allein schon st an.

Nach der Niederdruckseite geschieht die Abdichtung durch ien mittels Druckring angepreßten Kupkerring, der ein bequemes eiten und die Ausdehnung der Gesamtkonstruktion zuläßt.

*) Siehe: Prakt. Masch.-Konstrukteur Jahrg. 1905 Heft 1 S. 1.

Will man die Packung revidieren, so wird die Keilverbindung der Kompensationshülse gelöst und diese auf der Kolbenstange entlang in den Hochdruckzylinder geschoben. Darnach läßt sich die Packung aus der Hülse ziehen und nachsehen ohne einen Zylinder öffnen zu müssen.

Der Niederdruckkolben ist ohne Öffnen der Niederdruckzylinder von der Mutter des Hochdruckkolbens aus anzuziehen; diese braucht nur angezogen zu werden, so preßt ein über die Kolbenstange zwischen Niederdruck- und Hochdruckkolben gestecktes Stahlrohr den Niederdruckkolben fest auf den Konus der Kolbenstange.

Sind die Niederdruckkolbenringe auszuwechseln, so rückt man den Hochdruckzylinder auf den nach hinten verlängerten Fußplatten ab. Man löst hierzu zunächst die Kolbenstange vorn vom Kreuzkopfe und legt nach Abnahme der Verkleidungsblende, sowie nach Lösen der Flanschenschrauben am Zwischenstück oder Niederdruckzylinder ein Holzstück zwischen Kreuzkopf und Kolbenstange. Alsdann schiebt man den Hochdruckzylinder mittels des Fortrückzeuges vom Schwungrade samt dem Zwischenstücke auf den hinteren Führungsschienen zurück. Die Steuerung wird dabei in keinem Teile demontiert.

Die beiden Zylinder haben 400 und 720 mm Bohrung; der Kolbenhub ist zu 800 mm festgesetzt, die Tourenzahl beträgt normal 100 und kann während des Betriebes geändert werden. Die Leistung in PS_e stellt sich bei 6,5 At Anfangsspannung normal auf 210, maximal auf 250, bei 7,5 At auf 225 oder 275, bei 8,5 auf 245 oder 300 und bei 9,5 At auf 265 oder 325 in der Minute.

Der von den Kesseln kommende überhitzte Dampf tritt durch das Rohr a und den kugeligen Abscheider a_1 in das Rohr b_1 im Zylinder b, Abb. Fig. 2; b und b_1 bilden den sogenannten Zwischenüberhitzer D. R.-P. Von hier gelangt der Dampf durch das Rohr b_2 in die Einlaßventile des Hochdruckzylinders c. Nach geleisteter Arbeit entweicht er durch die Auslaßventile und ein aus Abb. 2 ersichtliches Knie in den Zylinder b, wo er durch den im Rohre b_1 aufsteigenden hochüberhitzten frischen Dampf wieder erwärmt wird, um dann durch die Rohrleitung d den Einlaßventilen am Niederdruckzylinder e zuzuströmen. Aus dessen Auslaßventilen tritt der ausgenutzte Dampf in das Wechselventil f, von dem aus er nach Belieben durch ein Auspuffrohr ins Freie oder in den Rohrstrang f_2 abgelassen werden kann. In den Rohrstrang f_2 ist bei g ein sogen. Glieder-Abdampf-Entöler, Patent Bau-

Digitized by Google

mann, eingebaut, auf dessen konstruktive Ausbildung wir an dieser Stelle noch zurückkommen werden.

Der ölfreie Dampf tritt dann in den Kondensator h, das abgeschiedene Öl dagegen fließt aus dem Abscheider g in ein Ölfilter. Dem Kondensator h wird das Kühlwasser im Rohrstrange i zugeführt. Die zweizylindrige nasse Luftpumpe l saugt Kondensat, Kühlwasser und Luft durch das Rohr h_1 aus dem Kondensator ab und empfängt ihren Antrieb von dem Kurbelzapfen der Maschine aus durch ein Gestänge n_1, n_2 und den Balancier n; sie besitzt durch Schrauben angedrückte Fußventile l_1, Fig. 9, Ventilkolben l_2 und Druckventile l_3 nach dem Gittersystem.

Die Geradführung liegt der ganzen Länge nach auf und geht vorn in das vierteilige und in den beiden Seitenteilen nachstellbare Kurbellager über. Die Lagerschalen sind mit Weißmetall ausgegossen, Kurbel, Kurbelwelle, Kreuzkopf und Pleuelstange aus

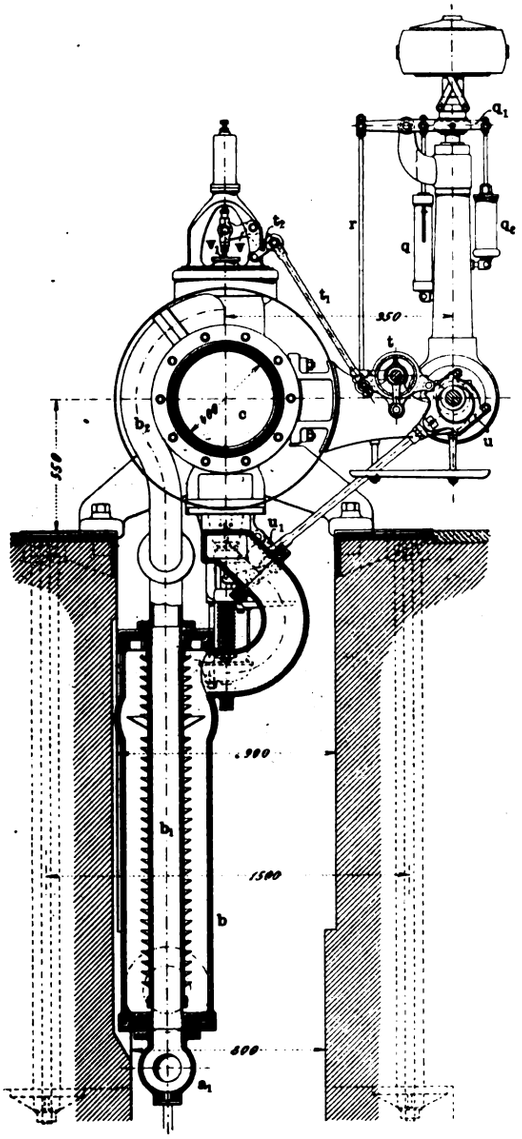


Fig. 2. Z. A.: Heißdampf-Tandem-Maschine.

Stahl geschmiedet, die letztere am Kreuzkopf gegabelt und an der Kurbel mit Marinekopf versehen. Dieser trägt das mit Weißmetall ausgegossene Zapfenlager aus Stahlguß. In den Kreuzkopf, dessen Gleitschuhe nachstellbar sind, ist das leicht zugängliche Kreuzkopfzapfenlager aus Phosphorbronze eingebaut. Die Kolben sind als Schleppkolben ausgebildet, wodurch die Stopfbüchsen entlastet und weiterhin auch die hintere Führung der Kolbenstange und mit dieser die hintere Stopfbüchse überflüssig werden. Die Kolbenringe sind selbstspannend.

Für die Dampfzylinder sind Schmierpressen vorgesehen, die mittels Exzenters von der Steuerwelle aus betrieben werden. Alle bewegten Teile werden durch festsitzende Öler mit sichtbarem Tropfenfall und Momentabschluß geschmiert. Der Kurbelzapfen hat Zentrifugalschmierung in Verbindung mit feststehendem Öler.

Die Steuerung der Einlaß- und Auslaßventile für Hoch- und Niederdruck-Zylinder ist aus den Fig. 7 und 8 der Tafel zu ersehen. Besonders beachtenswert erscheinen die zur Steuerung der Einlaßventile dienenden Rollendaumen, deren Form das sanfte Anlegen der an den Exzenterstangen sitzenden Rollen ermöglicht und die infolge des geringen Gewichtes der bewegten Massen hohe Umlaufszahlen gestatten. Die Rollen werden nach Schluß des Ventiles vollständig vom Daumen v und y, Fig. 7 und 8, Taf. 1 und Abbild. 2 abgezogen, so daß das einmal geschlossene Ventil nicht mehr durch die Steuerung beeinflußt wird.

Beim Hochdruckzylinder überträgt sich die Bewegung der beiden Exzenter u auf der Steuerwelle durch die Schwingen t und Stangen t_1 auf die Rollen an den Hebeln t_2. Der Regulator, der in Fig. 1 und 3 auf Tafel 1 und Abbild. 2 in zwei Varianten dargestellt ist, beeinflußt die Steuerung durch das Gestänge q r s s_1 s_2.

Die Auslaßventile am Hochdruckzylinder werden durch die Winkelhebel w gehoben, die dem Einflusse der Exzenter u unterstellt sind.

Für die Ventile am Niederdruckzylinder sind vier Exzenter α x vorgesehen, deren jedes ein Ventil mittels des Gestänges x_1 x_2 y oder α_1 z betätigt.

Die Füllungen beider Zylinderseiten und der Voreintritt sind bei jeder Stellung des Regulators gleich groß. Die Kompression läßt sich in weiten Grenzen verstellen. Ebenso ändert ein reiner Federregulator, System Jahns, dessen Ungleichförmigkeitsgrad 2,5% beträgt und sich auch bei Verstellung der Umlaufzahl um 5% nach oben und unten durch die Federwage nicht ändert, die Füllung in den Grenzen 0—70%; seine Gelenke sind entlastet, und der Gleitring ist mit einem Kugellager versehen, so daß der Regulator sehr empfindlich ist.

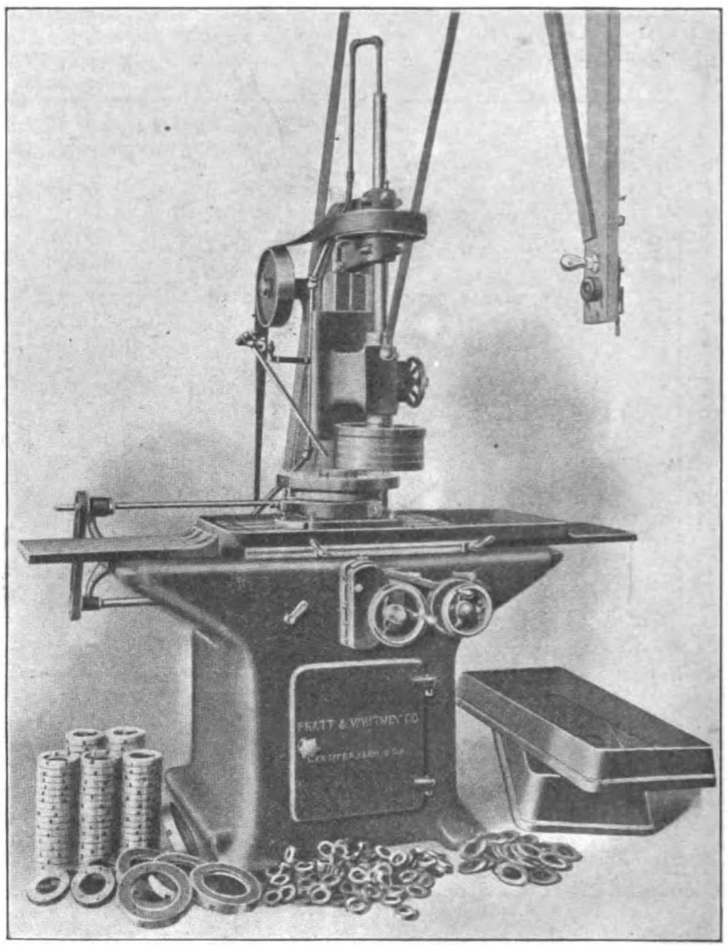


Fig. 3. Z. A.: Vertikal-Schleifmaschine.

Vertikal-Schleifmaschine

von der **Pratt & Whitney Co. in Hartford,** Conn

(Mit Zeichnungen auf Tafel 2 und Abbildung, Fig. 3.)

Nachdruck verboten.

I.

In der jeder Engherzigkeit entbehrenden Freimütigkeit, die die amerikanischen Maschinenbaufirmen im allgemeinen auszeichnet, hat sich die Pratt & Whitney Co. in Hartford, Conn., nicht gescheut, die Konstruktion des in Textfigur 3 abgebildeten Modelles ihrer Vertikal-Schleifmaschine in allen ihren Teilen durch eine Veröffentlichung in „American Machinist" der Allgemeinheit zugänglich zu machen, wohl im Bewußtsein, daß solche Offenherzigkeit nicht nur zu einer Stärkung des guten Rufes einer Firma beiträgt, sondern ihr stets auch greifbaren Gewinn bringt, weil der Ruf einer Maschine sich viel rascher und in viel wirksamerer Weise in den Kreisen der Abnehmer verbreitet, wenn tatsächliche Angaben über ihre Konstruktion das öffentliche Interesse erwecken, als wenn der Lieferant nur mit hochtrabenden Versicherungen für

Digitized by Google

n Erzeugnis wirbt. Da viele unserer Leser solchen Veröffentlichungen großes Interesse entgegenbringen, geben wir im folgenden die Beschreibung dieser Maschine unverkürzt wieder.

Die in Textfigur 3 und den Zeichnungen auf Tafel 2 in allen ilen dargestellte Schleifmaschine dient zum schnellen und geuen Feinschleifen ebener Flächen an Scheiben, Ringen und anderen erkstücken. Die unten an der Arbeitsspindel sitzende, ring-mige Schmirgelscheibe bedeckt das auf dem Tisch festgespannte erkstück über seine ganze Breite. Dadurch wird eine vollmmen ebene Fläche und ein rasches Arbeiten möglich. Die beitsspindel a, Fig. 11 der Tafel 2, besitzt eine durch ihre nze Länge reichende Bohrung, durch die Wasser in reichlicher nge auf eine dicht vor ihrem unteren Ende angebrachte Blechscheibe geleitet wird, von der es durch die Wirkung der Zentrigalkraft radial nach außen geschleudert und dadurch an die beitsstelle herangebracht wird, um kühlend zu wirken und zu rhindern, daß sich aus den sich ablösenden Schmirgel- und tallteilchen ein Staub bildet, der in die Lager gelangen und dort haden anrichten könnte. Während des Schleifens bewegt sich r Tisch e, Fig. 11, mit dem aufgespannten Werkstück innerlb eines Weges von höchstens 915 mm unter dem Schleifrad n und her. Eine rings um den Tisch herumlaufende Rinne fängt s ablaufende Wasser auf, das sich durch die in Fig. 11 ersichthe Öffnung in eine zwischen Tisch und Ständer befindliche nne ergießt. Aus dieser saugt die in Fig. 10 angedeutete Rotanspumpe l das Wasser ab, das nach Durchlaufen eines im Bettneren untergebrachten Behälters, in dem es von den mitgeführten hmirgel- und Metallteilchen befreit wird, zu wiederholter Verndung durch die Arbeitsspindel hindurch gepumpt wird.

Auf das in einem Stück gegossene, innen nach allen Richngen durch Rippen versteifte Bett der Maschine ist der die beitsspindel und den Vertikalschlitten aufnehmende Ständer aufschraubt.

Der in Fig. 11 im Querschnitt dargestellte Tisch e gleitet auf ner ebenen und einer V-förmigen Führung und wird durch die seiner Unterseite befestigte Zahnstange e_1 und den Trieb h_3 wegt, der mittels des Kegelräderpaares h_2 h, Schnecken und Umhrgetriebe von der hinten am Bett befindlichen Riemenscheibe s angetrieben wird. Der in Fig. 7 und 9 abgebrochen dargestellte Hauptantriebsriemen dreht die in Fig. 11 im Schnitt dargestellte, auf der Achse f laufende Doppelscheibe, von deren größerer Stufe ein Riemen über die beiden Leitrollen oben am Ständer n die auf der Arbeitsspindel zende Scheibe o, Fig. 11, geführt . Auf der verlängerten Nabe r Doppelscheibe dreht sich eine eine, zweistufige Scheibe, von ren größerer Stufe die Pumpe l, g. 10, angetrieben wird, während von der kleineren der Aneb der darüber gezeichneten emenscheibe für die Tischwegung ausgeht. Die erwähnte hse f ruht einerseits in einem das Bett eingebauten, andererts in einem Lager, das von m an das Bett angeschraubten m getragen wird. Von einem f dieses Lager aufgesetzten er tropft das Schmiermaterial eine sich fast über die ganze nge der Achse f erstreckende, t Filz ausgefüllte Nut. Auf se Weise wird eine auschende Schmierung gesichert, e außer durch die Reibungsverminderung auch dadurch günstig rkt, daß sie die Staubteilchen hindert, an die Laufflächen zu langen.

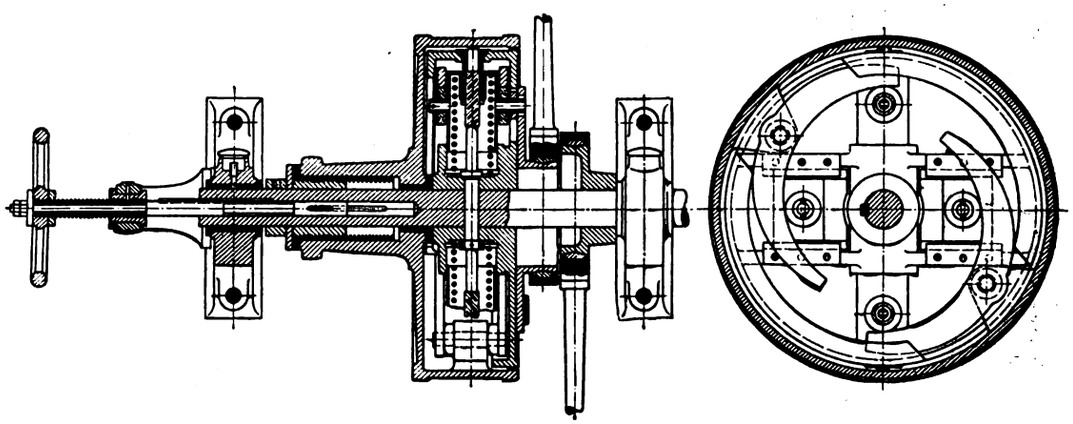


Fig. 5. Z. A.: Regulatoren.

Der bereits erwähnte Tischantrieb setzt sich folgenderaßen zusammen. Auf der in Fig. 11 mit k bezeichneten Welle zt eine in der Zeichnung nicht dargestellte Schnecke, die mit m Schraubenrad d in Fig. 22 arbeitet, wodurch die Welle, auf e d aufgekeilt ist, gedreht wird. Ferner sitzt auf dieser Welle noch ne verschiebbare, zweiseitige Kupplungshülse e und zu ihren iden Seiten je ein mit einer Kupplungsscheibe versehenes Kegeld f. Diese Räder f f stehen beide in Eingriff mit dem Kegeld h_2, Fig. 11, das somit je nach der Einstellung der Kupplungsülse e in dem einen oder anderen Sinne angetrieben wird und die npfangene Bewegung auf den Trieb h_3 überträgt, der mittels der hnstange e_1 den Tisch hin und her schiebt. Eine Bewegung des sches von Hand ermöglicht ein drittes, ebenfalls in das Rad h_2 ngreifendes Kegelrad h, das durch das vorn am Bett angebrachte andrad i_1, Fig. 8 und 17, mittels der Zahnräderübersetzung $h_1 z_3$ dreht wird. Soll der Tischantrieb mit Maschinenkraft erfolgen, zieht man den mitten im Handrad i_1 angebrachten Knopf z_2 raus, wodurch das Handrad entkuppelt wird und während der folnden, selbsttätigen Tischbewegung in Ruhestellung verharrt. Stößt an den Kopf z_2 wieder hinein, so ist der selbsttätige Antrieb ausrückt und das Handrad ist wieder mit seiner Welle gekuppelt.

Auch der in der mehrfach erwähnten Fig. 11 teilweise im Schnitt rgestellte Schleifspindelschlitten kann sowohl durch Maschinenkraft als von Hand bewegt werden. Um ihn schnell zu bewegen, zieht man den Knopf q_3 heraus, der mitten in dem am Vertikalschlitten sitzenden Handrad, Fig. 5, angeordnet ist. Alsdann läßt sich der Schlitten durch Drehen am Handrad rasch anheben oder an das Werkstück heranbringen. Der maschinelle Schlittenvorschub erfolgt durch das Klinkenrad l und die Sperrklinke m, Fig. 15 u. 16. Wird nämlich der gezahnte Sektor n, Fig. 16, durch Anstoßen der Anschläge des Tisches an die in Fig. 15 links oben überragende Knagge in Bewegung versetzt, so schwingt er den Winkelarm o, Fig. 15 u. 16, mittels des auf dessen Drehachse sitzenden Triebes um einige Grade aus, so daß durch die an o angelenkte Verbindungsstange der Träger der Klinke m mit dem Rad l um einige Zähne gedreht wird. Auf dem Rückweg stößt der Klinkenträger an den entsprechend eingestellten Anschlag q, der seinen Hub und damit die Größe des jeweiligen Schleifradvorschubes bestimmt. Ermöglicht wird diese Einrichtung dadurch, daß in der Verbindungsstange ein Schlitz ausgespart ist, in dem sich der

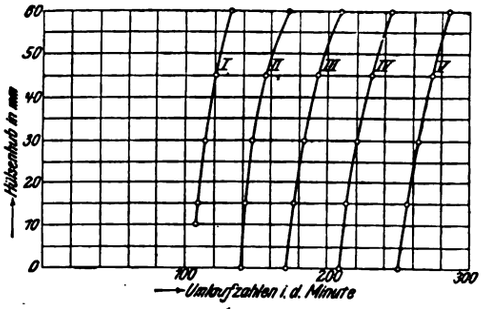


Fig. 4. Z. A.: Regulatoren.

Klinkenträger verschieben kann. Je einem Zahn des Klinkenrades entspricht eine Vorschubbewegung des Schleifrades von 0,0001 Zoll. Durch zweckentsprechende Einstellung des Anschlages kann man einen Vorschub bis zu 12 Zähnen, d. i. 0,0012 Zoll am Schleifrad erhalten.

Hinter dem Klinkenrad ist ein in Grade geteilter Kreisbogen angeordnet, der sich vermöge seiner verhältnismäßig geringen Reibung auf seiner Achse jederzeit so verschieben läßt, daß die Zahl 0 mit der Nullinie des Klinkenrades zusammenfällt. Diese Einrichtung ermöglicht es, das Schleifrad bis zu einem ganz bestimmten, an der Gradteilung abzulesenden Punkt zu verschieben.

Die Feineinstellung des Schleifrades nimmt man mittels des vorn am Bett neben dem mehrfach erwähnten Handrad i_1 befindlichen Handrades s, Fig. 1, vor. Das mit ihm in Verbindung stehende Klinkenrad l ist uns ebenfalls aus den vorstehenden Ausführungen bekannt. Der Knopf q_3 in Fig. 5, der sich in dem am Vertikalschlitten, Fig. 7, angeordneten Handrad befindet, dient zum Abstellen des selbsttätigen Vorschubes im Falle, daß man den Vertikalschlitten mittels des eben erwähnten Handrades schnell verschieben will. Die Horizontalwelle t, Fig. 17, die quer zur Länge des Bettes liegt und die ihren Antrieb von dem Klinkenrad l, Fig. 1, erhält, ist durch das Kegelräderpaar r_2 mit einer Vertikalwelle q_2 verbunden, die hinter dem Schlitten hochgeht und oben eine mit einem Schraubenrad q_1 arbeitende Schnecke trägt. Dieses Rad versetzt einen Trieb in Drehung, der an einer vertikalen Zahnstange c_1, Fig. 5, den Schlitten auf und nieder schiebt. Eine Reibungskupplung, welche die Bewegung des Rades q_1 auf seine Welle q überträgt, wird durch Herausziehen des Knopfes q_3 ausgerückt, wenn der Schlitten durch das Handrad verschoben werden soll. Dagegen wird der Knopf q_3 eingeschoben, wenn der Vorschub durch das maschinell bewegte Klinkenrad oder durch das vorn an ihm befindliche Handrad erfolgen soll. Natürlich ist durch Benutzung dieses Handrades eine viel feinere Einstellung möglich, als durch das Handrad am Schlitten.

Digitized by Google

Regulatoren

nach System **Strnad**

von **Schmidt & Wagner** in **Berlin.**

(*Mit Abbildungen, Fig. 4—6.*)

Nachdruck verboten.

Der vom Ingenieur Strnad in Schmargendorf konstruierte Regulator gehört zur Gruppe der Feder- und Gewichtsregulatoren und tritt als Muffen- und als Achsenregler auf.

Bei dem in Fig. 6 wiedergegebenen Muffenregler, der für die Verstellung der Umlaufszahl von Pumpen für Gase und Flüssigkeiten, Papiermaschinen u. dgl. in weiten Grenzen zu brauchen ist, umschließt ein feststehendes Gehäuse die beweglichen Teile, und die Schwungkörper stützen sich auf verstellbare Rollen, denen die jeweilige Stellung durch Drehen des Handrades oder durch einen selbsttätig arbeitenden Apparat erteilt wird. Durch die Verstellung des Stützpunktes läßt sich der wirksame Hebelarm für die Übertragung der Fliehkraft auf die in der beweglichen Büchse untergebrachte Feder in weiten Grenzen ändern und damit auch die Umlaufszahl. Bei dieser Anordnung verändert sich nun zwar der Ausschlag der Schwungkörper mit der jeweiligen Einstellung des Stützpunktes, wobei der auf den Halsring übertragene Reglerhub immer der gleiche bleibt. Die Federkraft wird unter allen Umständen voll ausgenutzt. Hierdurch unterscheidet sich der Regler von anderen in dieselbe Klasse gehörigen Systemen.

Nach den uns von der ausführenden Firma Schmidt & Wagner in Berlin S.W. 11, Schönebergerstr. 32 gemachten Mitteilungen erscheinen bei der Strnadschen Konstruktion Reglerhub und Federkraft bei jeder Einstellung voll ausgenutzt. Ferner ist der Ungleichförmigkeitsgrad unabhängig von der Wirkungsweise und kann nach Belieben gewählt werden, wie das z. B. für Pumpen mit Rücksicht auf das mäßige Schwungradgewicht wünschenswert erscheint; für Pumpen und Kompressoren wird er zweckentsprechend mit 10 bis 30 % zwischen der größten und kleinsten Umlaufszahl bemessen. Fig. 4 zeigt die Schaulinien, nach denen die Umlaufszahlen bei fünf Einstellungen verlaufen.

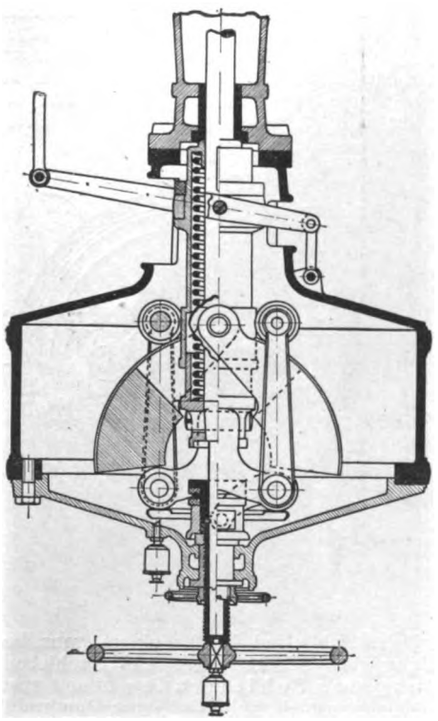


Fig. 6. Z. A.: Regulatoren.

Der Regler an sich ist als Federregulator gebaut, die Reibung mäßig und so gewählt, daß der Regler mit den meisten Steuerungen ohne Ölbremse arbeiten kann. Er beherrscht bei jeder Einstellung die Steuerung von „Null" bis „Voll belastet", und überschreitet demnach selbst bei vollständiger Belastung, wie sie bei Rohr- oder Maschinenbruch eintritt, die eingestellte Umlaufszahl nie um mehr, als es dem gewählten Ungleichförmigkeitsgrade entspricht. Demgemäß hat der Regler auch weder eine Auslösvorrichtung noch arbeitet er mit Sicherheitshub. Die Verbindung zwischen Regler und Stellzeug besteht aus einer glatten Stange; jener arbeitet in feststehendem Gehäuse und ist gegen Berührung und Verschmutzen geschützt. Dabei sichert eine doppelte Führung der Spindel das Halslager gegen Auslaufen.

Die Schmierung erfolgt zentral während des Betriebes durch einen Tropfenöler auf dem Gehäuse. Außerdem sind noch einige Federschmierbüchsen vorgesehen, die durch Handlöcher beim Stillstand des Reglers nachgefüllt werden können. Endlich ist während des Betriebes in die Vase oben am Gehäuse Öl nachzugießen, das die die Spindel umgebenden Teile bis zum Halslager versorgt.

Der Muffenregler wird in sechs Größen ausgeführt; über deren Leistung gibt die Tabelle oben am Schluß Auskunft.

Als Achsenregler gewährt die Strnadsche Konstruktion das Bild Fig. 5, wo er auf einer Maschinenwelle montiert erscheint und das Expansionsexzenter beeinflußt, neben dem das Grundexzenter auf der Maschinenwelle sichtbar ist.

Der ganze Mechanismus des Reglers ist in einem gußeisernen Gehäuse untergebracht, das an der offenen Seite durch einen Deckel verschlossen werden kann. Zwei Lager schließen den Regler rechts und links ein und verhindern jede Vibration der Steuerwelle und damit auch der Regulatorteile.

Größe Nr.		1	2	3	4	5	6
Muffenhub mm		16	20	30	40	50	60
Stellkraft in kg bei $\pm$ 2 %. Änderung der mittleren Umdrehungszahl		1,1	3,3	6,5	10	15	20
Stellkraft × Hub		18	66	195	400	750	1200
Mittlerer Muffendruck in kg		27,4	82	164	254	376	500
Muffenhub × Druck . . .		438	1640	4920	10160	18800	30000
Umlaufszahl in der Minute bei Reglermittelstellung	größte	456	404	372	334	298	250
	kleinste	148	143	140	132	121	109
Verstellung		3,1	2,84	2,65	2,53	2,45	2,3.

Antriebe und Ausrückungen*)

von der **Maschinenfabrik Geislingen** in **Geislingen.**

(*Mit Abbildungen Fig. 7 u. 8.*)

Nachdruck verboten.

Fig. 7 zeigt eine Riemen-Auskehr- und Anpreßvorrichtung für einen Zementmahlgang, wobei rund 70 PS zu übertragen sind. Die Scheiben haben 2,0 m Durchmesser und

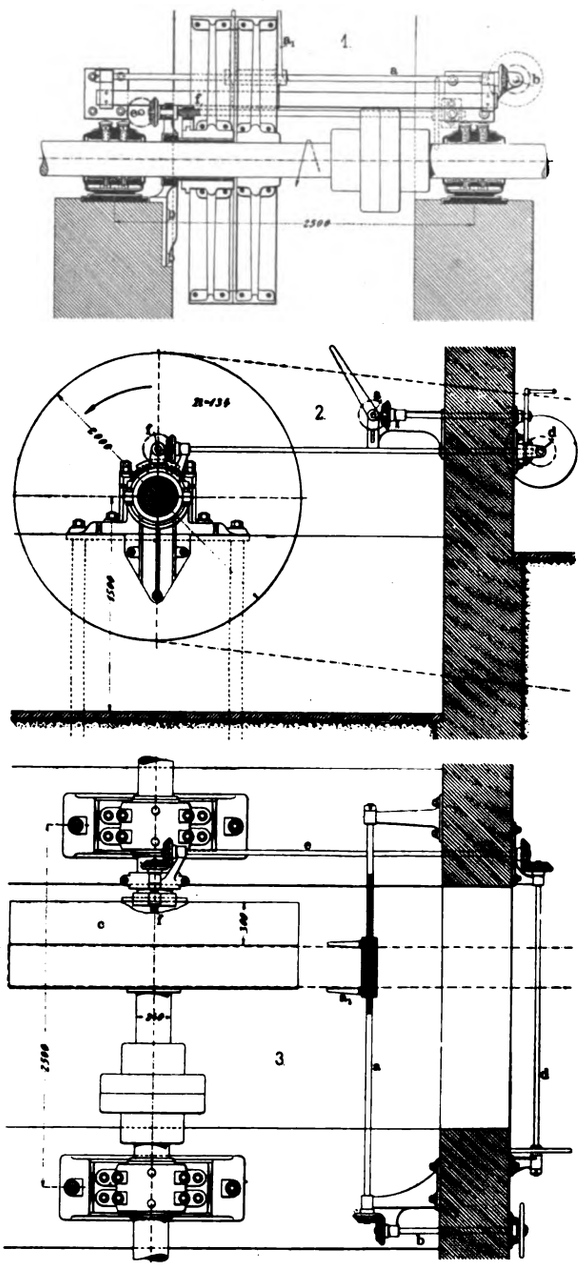


Fig. 7. Z. A.: Antriebe und Ausrückungen.

sind mit Friktionsrand versehen. Durch Aufeinanderpressen der Ränder der beiden Scheiben wird der auf der Leerscheibe befind-

*) Vgl. Art. in Heft 23 des „Prakt. Masch.-Konstr." Jahrg. 1907, Seite 183.

Digitized by Google

Riemen von 290 mm Breite in Bewegung versetzt, und durch normal gebaute Auskehrvorrichtung kann er auf die Festbe gebracht werden.

Die Stange a des Ausrückers trägt die verstellbaren Riemenr a_1 sowie ein kleines konisches Rad, das mit einem gleichen Rade auf der Welle b kämmt. Letztere trägt das übliche rad, mittels dessen man den Riemen von der einen Scheibe ie andere bringt.

Zum Verschieben der Losscheibe c bedient man sich des Handauf der Achse d, deren Drehung durch konische Räder ie Welle e und von dieser durch einen zweiten Radsatz auf uppelschraube f übertragen wird.

Die Achsen der Vorrichtung werden zum größten Teil durch olen getragen, die mittels durchgehender Schrauben an der l des Gebäudes festgemacht sind. Nur die Konsole für die ube f ist an dem Fundament für das eine Wellenlager festcht.

Das Detail Fig. 8 zeigt den Antrieb eines 500 PS Saugmotors auf eine Hauptwelle in der Mitte des Wellenges.

Hier erfolgt die Übertragung der Kraft vom Motor auf die Welle Hanfseile. Die Seilscheibe i sitzt auf einer hohlen gußnen Welle m, die durch eine Reibungskupplung r mit der twelle k verbunden ist. Rechts und links von der Seilscheibe die Hohlwelle in zwei langen Lagern n, o mit Ringschmierung. ebensolche Lager p, q von geringeren Abmessungen tragen Velle k.

Die Ausrückung für die bewegliche Kupplungsscheibe ist mit rad, Schnecke und Schneckenrad, konischem Getriebe und ubenspindel, sowie Führungsmutter ausgerüstet.

Zweiwalzenstuhl

für die Graphit-Vermahlung.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 3.*)

Nachdruck verboten.

Der in der Schmelztiegelindustrie verwendete Graphit, der ruben auf bergmännische Art gewonnen wird, bedarf der sorgsten Vermahlung mit nachfolgender Sichtung. Ein bei jeder hitmühle*) sowohl vor, wie nach der Vermahlung eingeschalte-Magnetapparat entfernt alle im Rohstoff etwa vorhandenen

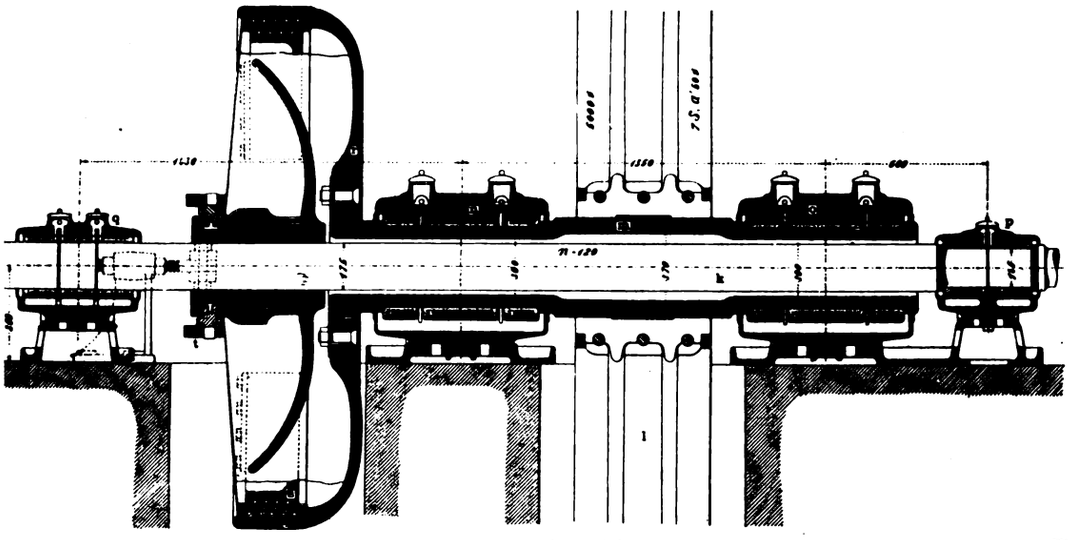


Fig. 8. Z. A.: Antriebe und Ausrückungen.

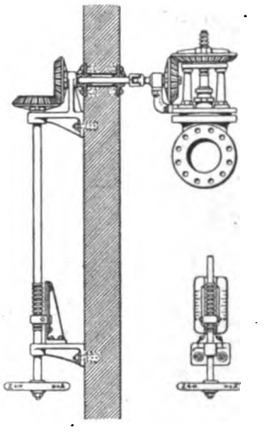


Fig. 9. Z. A.: Über Hochdruck-Rohrleitungen.

nteile. Die Vermahlung wird auch heute noch fast nur auf lgängen mit ausgesuchtesten französischen Mühlsteinen bewirkt. aber die Güte und Dauer der Graphitschmelztiegel im wesenen von der Verarbeitung der Rohstoffe abhängt, so genügt nicht, daß der Graphit recht fein vermahlen wird, sondern muß beim Probenehmen schlammig, fadenziehend, aber ohne ichen Rückstand erscheinen. Will man ein solches Resultat dem Mahlgange erlangen, so müssen alle Vermahlungsmaschinen das sorgfältigste bedient werden.

Das Personal der Graphitmühle kann daher nur aus fachdigen Müllern bestehen, und im besonderen müssen vorzügliche nschärfer zur Verfügung stehen. Mit dem Übergang von der nmüllerei zur Walzenmüllerei wurde es daher immer schwerer, die Graphitmüllerei geeignete Kräfte zu bekommen, so daß man ließlich auch hier den Versuch machte, den Mahlgang durch lzen zu ersetzen.

Die Firma Carl Nolte Söhne in Frankenhain (Hessen) wohl die erste, die in ihrem Betriebe einen ausrangierten Glattwalzen-Getreidestuhl aufstellte und in Betrieb nahm. Die Resultate mit diesem Walzenstuhl waren in bezug auf Leistung und Qualität der verarbeiteten Produkte so günstig, daß sich die genannte Firma bei Vergrößerung ihres Werkes zur Anschaffung neuer Walzenstühle dieser Art entschloß.

Die Firma Carl Nolte Söhne baute sie sich selbst nach folgenden Bedingungen: Die Abnutzung der Mahlwalzen sollte auf ein möglichst niedriges Maß herabgedrückt und deshalb ein verschiebbares festes Lager auf verlängerter Konsole, auch doppelte Speisewalzen, angewendet werden, von denen die vordere glatt, die hintere, als die größere, mit 50 halbrunden Riffeln auf dem Umfang der Walzen versehen sein sollte. Die Differenzialgeschwindigkeit der Mahlwalzen zu einander sollte etwa 4—6 betragen, und die Räderpaare sollten auswechselbar sein.

An sich gleicht der neue Walzenstuhl dem in Getreidemühlen heute üblichen Stuhle mit zwei nebeneinander gelagerten Walzen, wie sie in dieser Zeitschrift früher schon ausführlich beschrieben wurden. Mit Rücksicht darauf soll im folgenden nur auf die wichtigeren Punkte der Ausführung hingewiesen werden.

Der Walzenstuhl hat Hartgußwalzen a_2, a_3 von 300 mm Durchmesser und 400 mm Länge; die Walzen sind aus dem Grusonwerk Fried. Krupp A.-G. in Magdeburg fertig mit Achsen $a a_1$ versehen bezogen worden. Porzellanwalzen für schon vorgemahlenen Graphit sollen in diesem Stuhl versuchsweise eingebaut werden.

Der Unterteil des Walzenstuhles besteht aus einem Hohlgußgestell mit angegossener Konsole für die festgelagerte Walze. Im Innern ist das Hohlgußgestell mit Holzbegleitung versehen, dem Blech vorgelagert ist; nach unten verläuft es trichterförmig und ermöglicht so einen bequemen Anschluß des Rohres. Der Einlauf oder der Oberteil des Walzenstuhles ist ebenfalls in einem Stück gegossen und teilweise mit Holz ausgefüttert, enthält die Speisewalzen b_2 b_3, die Zuführungsgosse n nach den Mahlwalzen a_2 a_3, die automatische Regulierklappe l_1 und den selbsttätigen Ausrückmechanismus. Der Oberteil ist mittels Schrauben mit dem Unterteil fest verbunden.

Die vordere beweglich gelagerte Mahlwalze a_3 ist behufs leichten Heraushebens mit einer Holzkappe abgedeckt.

Der Walzenstuhl ist ferner mit Ringschmierlagern ausgerüstet.. Gegen Verstaubung schützen besondere, um die Achsen gelegte und an der Gehäusewandung angeschraubte Filzdichtungsringe.

Da, wie schon bemerkt ward, die Lager der festen Mahlwalze auf verlängerter Konsole verschraubt und daher verschiebbar sind, so können Walzen von 300 bis 220 mm Durchmesser abwärts mit Vorteil verwendet werden.

Die schnellgehende Walze macht 200 Umdrehungen in der Minute, und der Stuhl verbraucht etwa 2—3 PS.

Alle übrigen Details sind aus den Zeichnungen der Tafel zu ersehen, wobei die Buchstaben die Orientierung erleichtern.

Für die Zahnräder gelten folgende Daten:

1. für Walzen von 300 mm Durchmesser.
   - a) Rad d_1 : z = 48; t = 21,7; β = 75; Durchm. = 332,6.
   - „ d : z = 38; t = 21,7; β = 75; „ = 262,6.
   - b) „ d_1 : z = 45; t = 22,2; β = 75; „ = 321,9,
   - „ d : z = 39; t = 22,2; β = 75; „ = 275,73.
2. für Walzen von 290 mm Durchmesser.
   - Rad d_1 : z = 49; t = 21; β = 75; Durchm. = 327,07.
   - „ d : z = 37; t = 21; β = 75; „ = 247,32.
3. für Walzen von 280 mm Durchmesser.
   - Rad d_1 : z = 48; t = 20,94; β = 75; Durchm. = 320,
   - „ d : z = 36; t = 20,94; β = 75; „ = 240.

---

*) In Heft 2 d. Ztschr. auf Taf. 4 finden sich die Situationsskizzen einer ien Graphitmühle.

Digitized by Google

Über Hochdruck-Rohrleitungen.

(Mit Abbildungen, Fig. 9—12.)

Nachdruck verboten.

Die Disposition von Hochdruckrohrleitungen für Dampfkraftanlagen hängt hauptsächlich von deren Größe und von den Betriebsverhältnissen ab. Bei kleineren Anlagen wird man die Rohrleitungen möglichst einfach gestalten, namentlich auch dann, wenn jene nicht ununterbrochen im Betriebe sind. Hingegen wird man bei größeren Anlagen durch Ring- oder Doppelleitungen, durch zweckmäßige Kombination der Absperrorgane etc. dafür Sorge tragen müssen, daß bei Havarien in den Rohrleitungen der Betrieb ohne nennenswerte Störung aufrecht erhalten werden kann, indem der beschädigte Teil ausgeschaltet wird.

Für die Anordnung von Ring- und Doppelleitungen lassen sich keine bestimmten Regeln aufstellen, vielmehr wird sich diese hauptsächlich nach der Disposition der Dampfmotoren, Kessel etc. zu richten haben. Mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit größerer Hochdruckrohrleitungen darf die ganze Anlage nicht zu kompliziert sein und muß übersichtlich bleiben.

Wichtig für ökonomischen Betrieb ist die Dimensionierung der Hochdruckdampfleitungen, d. h. die Wahl der Rohrweite und damit der Dampfgeschwindigkeit. Hierbei ist zwischen Leitungen für gesättigten und überhitzten Dampf zu unterscheiden.

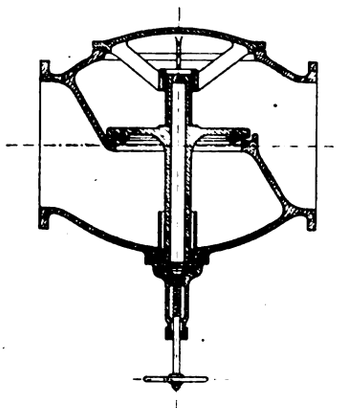


Fig. 10. Z. A.: Über Hochdruck-Rohrleitungen.

Bei Bestimmung des Rohrquerschnittes sind zwei Faktoren zu berücksichtigen: der durch den Reibungswiderstand erzeugte Druckverlust und der durch Abkühlung oder durch Kondenswasser entstehende Dampfverlust. Je kleiner der Rohrdurchmesser gewählt wird, um so geringer ist auch der Verlust an Dampf durch Abkühlung, jedoch wird der Spannungsabfall durch den Reibungswiderstand größer. Sind Kesseldruck und zulässiger Spannungsabfall am Dampfmotor gegeben, so ist der Rohrleitungsquerschnitt zu bestimmen und zwar bei angenommener Dampfgeschwindigkeit, die je nach den Betriebsverhältnissen oder den Längen der Leitungen für Naßdampf 18—25 m in der Sekunde und für überhitzten Dampf 30—40 m in der Sekunde betragen kann. Bei der Berechnung der Geschwindigkeit von überhitztem Dampf ist zu berücksichtigen, daß das Volumen von 1 kg überhitzten Dampfes größer ist als das von 1 kg gesättigten Dampfes. Bei der Berechnung der Geschwindigkeit

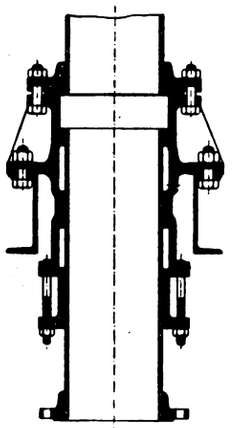


Fig. 11.

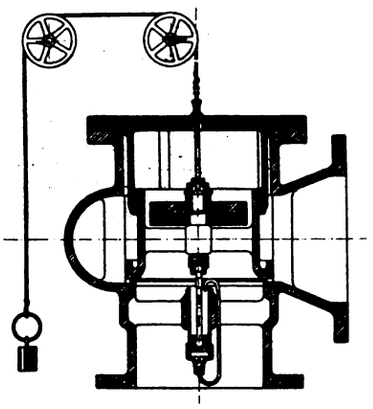


Fig. 12.

Z. A. Über Hochdruck-Rohrleitungen.

von gesättigtem Dampf muß berücksichtigt werden, daß das im nassen Dampfe enthaltene Kondenswasser einen größeren Widerstand in den Leitungen bewirkt.

Bei der Anlage von Hochdruckdampfleitungen sind besonders wichtig zweckmäßige Konstruktion, geeignetes Material, richtige Lagerung der Rohrleitungen und sachgemäße Anordnung der Festpunkte wie der Kompensationsvorrichtungen (Fig. 11), rationelle Entwässerung, wirksamer Wärmeschutz und zuverlässiges Dichtungsmaterial.

Für die Konstruktion der einzelnen Bestandteile lassen sich allerdings keine bestimmten Normen aufstellen, sondern die Ausführung der einzelnen Teile wird sich nach den Betriebsverhältnissen richten. Als Grundlage für die Konstruktion können im allgemeinen die vom Ver. Dtscher Ing. 1900 aufgestellten Normalien zu Rohrleitungen von hoher Spannung dienen.

Hauptsächlich muß bei der Konstruktion darauf geachtet werden, welche Art des Dampfes benutzt werden soll. Das gilt speziell auch für die Konstruktion der Armaturen, da der überhitzte Dampf das Material der Ventilsitze, Kegel und Spindeln mehr in Anspruch nimmt und abnützt als der gesättigte Dampf. Die Armaturen für gesättigten Dampf werden meist mit Rotgußgarnitur und Rotgußspindel versehen, während man die Armaturen für überhitzten Dampf mit Nickelsitz und -Kegel und Stahlspindel ausrüstet.

Die gebräuchlichsten Absperrorgane bei Hochdruckdampfleitungen sind Ventile und Schieber. Von diesen bietet das Absperrventil nicht den geraden, freien Durchgang, wie der Absperrschieber, andererseits kann das Ventil bei Beschädigung der Dichtungsflächen nachgeschliffen werden, ohne daß man es aus der Leitung zu entfernen braucht. Das Nacharbeiten der Dichtflächen im Absperrschieber ist indes nur auf einer Spezialdrehbank möglich. Infolge der Konstruktion des Absperrventiles ist auch eine zuverlässigere Befestigung der Dichtungsringe möglich als bei dem Absperrschieber. Dieser dürfte überall da zu verwerfen sein, wo der Dampf zeitweise gedrosselt werden soll. Die Schieberkeile sind nämlich lose auf dem Vierkant der Spindeln aufgehängt und vibrieren, wodurch die Dichtungsflächen der Schieber leicht beschädigt werden. Auch die leichte Zugänglichkeit und Bedienung der Armaturen ist wichtig, weshalb man die vom Fußboden schwer erreichbaren Armaturen entweder mit Stirn- oder Kegelradübersetzung zu versehen hat, während die hochgelegenen Hauptdampfleitungen Laufbühnen erhalten, von denen aus die Betätigung der Armaturen erfolgt.

Bei größeren Dampfanlagen mit hoher Dampfspannung, bei denen Betriebsstörungen erhebliche Nachteile verursachen, empfiehlt sich unbedingt die Anordnung von Rohrbruchventilen, für Vakuumleitungen der Einbau der von der Gesellschaft für Hochdruck-Rohrleitungen m. b. H. in Berlin O. 27 gebauten selbsttätigen Sicherheitsventile nach Fig. 10 und Druckbegrenzungsventile nach Fig. 12, deren Wert nicht besonders hervorgehoben zu werden braucht. Hochliegende Ventile sind durch Ventilantriebsvorrichtungen etwa nach Fig. 9 zugänglich zu machen.

(Fortsetzung folgt.)

Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

Von **Ottomar Schmiedel**, Oberingenieur in **Leipzig.**

(Mit Abbildungen, Fig. 13—15.)

Nachdruck verboten.

Seit mehreren Jahren tritt bei Hoch- und Brückenbauten eine Bauweise in den Vordergrund, die unter der Bezeichnung „Eisenbetonbau" bekannt ist und in der rationellen Verwendung und Verbindung zweier an sich ganz verschiedenartiger Baustoffe, des Betons mit dem Eisen, ihre Grundlage hat.

Beton, im Verarbeitungszustand ein durchnäßtes Gemenge von Portlandzement und Sand mit Kies oder Steinschlag, erreicht nach seiner Erhärtung eine ziemlich hohe Druckfestigkeit, die bei gewissen Voraussetzungen des Gemenges, der Güte des Zementes und der Ausführung sogar recht bedeutend werden kann (bis 400 kg/qcm), während seine Zugfestigkeit nur unbedeutend ist und etwa den zehnten bis zwölften Teil seiner Druckfestigkeit ausmacht. Drei Eigenschaften des Betons sind es nun, die es ermöglichen, ihn mit Eisen zu einem Körper von hoher Tragfähigkeit derart zu vereinigen, daß das Eisen die Aufgabe übernehmen kann, den Beton statisch wirksam zu unterstützen und ihm die Zugkräfte zum größten Teil zu entnehmen. Diese drei Eigenschaften sind folgende:

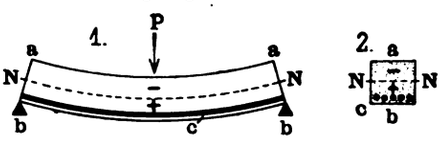


Fig. 13. Z. A.: Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

1. Der Beton hat fast genau denselben Wärmeausdehnungskoeffizienten wie das Eisen. Daraus folgt, daß beide Baustoffe bei Temperaturschwankungen fast gleiche Längenveränderungen erfahren und demnach Wärmespannungen zwischen ihnen nur in geringem Maße auftreten können.

2. Der Beton schließt das Eisen während des Abbindens und der Erhärtung so fest in sich ein, Eisen und Beton haften schließlich so fest aneinander, daß im Beton wirkende Kräfte vom Eisen übernommen werden können.

3. Der naß um das Eisen gestampfte Beton bildet bei dichter Umhüllung des Eisens den wirksamsten Rostschutz.

Betrachtet man einen auf Biegung beanspruchten Balken (Fig. 13), so ist bekanntlich eine Folge der Durchbiegung die Verkürzung der Faserschicht a—a und die Verlängerung der Faserschicht b—b. Zwischen beiden Schichten muß es eine Faser geben, deren Länge unverändert bleibt und die als neutrale Faser oder auch als „Nullinie" bezeichnet wird. In Fig. 13 ist diese Faser mit N—N bezeichnet. Oberhalb davon wirken im Balkenquerschnitt Druckkräfte, unterhalb aber Zugkräfte. Da nun der Beton wohl imstande ist, Druckkräfte gut aufzunehmen, nicht aber Zugkräfte, so ordnet man möglichst nahe der äußersten Zugfaserschicht b—b parallel zur Balkenlängsrichtung Eiseneinlagen c—c an, die dann vermöge der unter 2. weiter

Digitized by Google

n genannten Eigenschaft des Betons die im Beton wirkenden fte zum größten Teil in sich aufnehmen. Zweckmäßig ist es, die Zugfestigkeit des Betons rechnerisch wegen ihres nes Wertes gar keine Rücksicht zu nehmen und mehr den Eiseneinlagen sämtliche Zugspannungen zuweisen. Zu dieser Annahme, die auch in den amtlichen schriften über die Berechnung von Eisenbetonbauten gefordert wird man noch durch die Möglichkeit kleiner Risse in der zone gedrängt. Nach alledem liegt also der Berechnung ein fähiger Körper zugrunde, der sich in der Druckzone angenähert erhalten wird wie ein homogener Biegungsbalken in der Druck-, während die Kräfte der Zugzone sich auf die vorhandenen nquerschnitte konzentrieren.

Für die statische Berechnung dieses zusammengesetzten Träger-ems ist es wichtig, vorerst nochmals auf die statischen Verhält-e zurückzugreifen, die bei einem Balken aus homogenem Material ierrschen, bei dem in der Proportionalitätsgrenze die Dehnungen ortional den Spannungen sind (Walz-Eisen, Stahl, Holz).

Fig. 14, Skz. 1 zeigt einen unbelasteten Balken, von dem wir durch zwei Ebenen begrenzte Feld $A A_1 B_1 B$ ins Auge fassen. n seiner Belastung biegt sich der Träger durch (Fig. 14, Skz. 2); i verkürzt sich die Strecke $A A_1$ und die andere $B B_1$ verlängert

Die neutrale Faser $N—N_1$ dagegen bleibt unverändert, und n dem Hookeschen Gesetz werden die beim unbelasteten er in den ebenen Flächen A B und $A_1 B_1$ enthaltenen Quer-ittselemente auch nach ihrer durch die Deformation bedingten veränderung in geraden Ebenen bleiben, d. h. A B dreht sich N in die neue Lage $A' B'$, und die Ebene $A_1 B_1$ geht durch ung um N_1 über in $A_1' B_1'$. $A' B'$ und $A_1' B_1'$ stehen in N und N_1 recht auf der neutralen Achse.

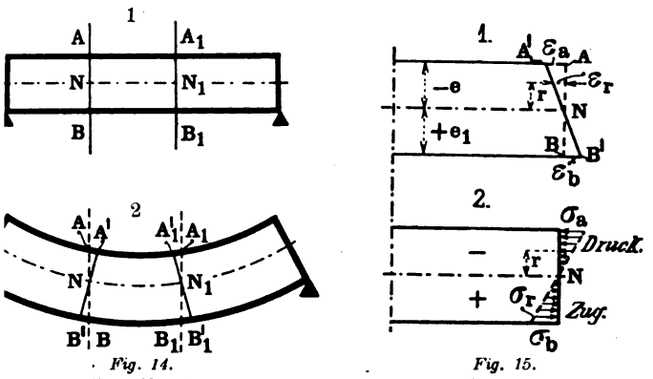


Fig. 14.

Fig. 15.

Z. A.: Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

Nun verändert ein mit P belasteter Stab von der ursprünglichen e l und dem Querschnitt F seine Länge um den Betrag

$$\Delta l = \frac{1}{E} \cdot \frac{P}{F} \cdot l.$$

Hierin bedeutet E den Elastizitätsmodul des Materiales, d. h. Größe der Belastung, bei der der Stab vom „Querschnitt 1" iner Länge verdoppelt werden würde.

Unter $\frac{P}{F}$ versteht man die Beanspruchung oder Spannung σ pro

eneinheit, sodaß man auch schreiben kann: $\Delta l = \frac{1}{E} \cdot \sigma \cdot l.$

Für den hier erörterten Fall würde als Strecke l die Entfernung 1 der beiden Ebenen A B und $A_1 B_1$ aufzufassen sein. Setzt diese Länge gleich der Längeneinheit und bezeichnet die s resultierende elastische Längenveränderung pro Längenein-

mit ε, so wird: $\varepsilon = \frac{1}{E} \cdot \sigma.$

Da wir zunächst einen Balken aus Material mit innerhalb der ortionalitätsgrenze unveränderlichem Werte E betrachten, so daß die Längenveränderungen und Materialbeanspruchungen Spannungen in direktem geradlinigen Verhältnis zueinander n und daß also einer Querschnittsdrehung von A B nach $A' B'$ e Deformation des Balkens (Fig. 15, Skz. 1) ein Spannungs-ia nach Fig. 15, Skz. 2 entsprechen muß. Es ist dann

$$AA' = \varepsilon_a = \frac{1}{E} \cdot \sigma_a \qquad BB' = \varepsilon_b = \frac{1}{E} \cdot \sigma_b$$

n der Entfernung r von der neutralen Achse: $\varepsilon_r = \frac{1}{E} \cdot \sigma_r$

Das statische Moment aller ε_r zwischen den Grenzhebelarmen nd — e bezogen auf den neutralen Faserpunkt N muß natürlich rlangung des Gleichgewichtes größengleich sein dem statischen nt der einseits dieses Querschnitts wirkenden äußeren Kräfte alkens. Ferner muß noch die Beziehung herrschen, daß die e aller σ_r zwischen den Grenzen $+e_1$ und $-e$ gleich Null a ja die σ_r nur aus einem Moment hervorgegangen sind.

Aus diesen beiden Beziehungen lassen sich die für die Trag-keit des Balkens maßgebenden Momente höherer Ordnung heitsmomente, Widerstandsmomente) ableiten. Diese Ableitung aber für die vorliegende Aufgabe kein Interesse, wir wenden eshalb der Betrachtung des Betonbalkens zu.

(Fortsetzung folgt.)

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Heizschieber für Verbrennungsmotoren.

Von **Carl Schröder.**

(*Mit Abbildung, Fig. 16.*) Nachdruck verboten.

Bei der Vergasung flüssiger Brennstoffe für den Betrieb von ortsfesten und Automobil-Motoren wird ein beträchtliches Quantum Wärme gebunden, so daß der Vergaser und die Saugrohre des Motors sich stark abkühlen und im Winter sogar einfrieren können. Man muß daher, um einen regelmäßigen Betrieb aufrecht zu erhalten, für die gleichmäßige Erwärmung des Vergasers Sorge tragen.

Dies läßt sich erreichen, indem man den Vergaser mit einem Mantel umgibt, den das ablaufende warme Kühlwasser oder ein Teil der Auspuffgase durchströmen und dabei ihre Wärme an die äußeren Vergaserwände abgeben. Abgesehen davon, daß durch diesen Heizmantel eine neue Komplikation des schon an sich meist recht schwierigen Vergasergußstückes eintritt, kommt die Heizung den eigentlichen Vergasungsstellen fast gar nicht zugute, da diese im Innern des Vergasers liegen und durch das Wasser oder den Auspuff nur die äußeren Teile erwärmt werden.

Um die Temperatur auch an der Brennstoffdüse und an den Zerstäubungsflächen hoch zu halten, müßte der äußere Vergaser so hoch erhitzt werden, daß das durchströmende Gasgemisch infolge der übermäßigen Erwärmung stark verdünnt wird, woraus eine Abnahme der Zylinderfüllung und der Motorleistung resultiert.

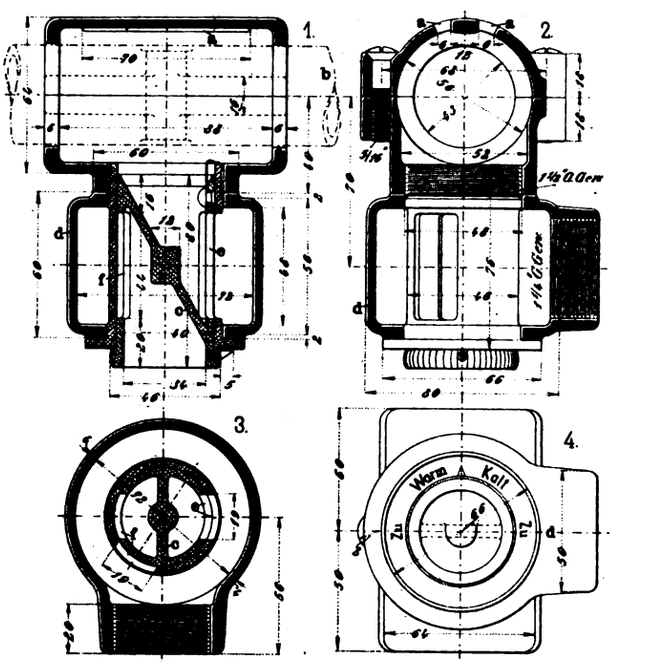


Fig. 16. Z. A.: Heizschieber für Verbrennungsmotoren.

Es erscheint vorteilhafter, die von dem Motor durch den Vergaser gesaugte Luft vor ihrem Eintritt in ihn anzuwärmen, weil dann nur so viel Wärme zuzuführen ist, als durch die Vergasung absorbiert wird, und der Motor kaltes, schweres Gas ansaugt, ohne daß die Gefahr des Einfrierens vorliegt.

Bei dem in Fig. 16 dargestellten Heizschieber wird die Saugluft dadurch angewärmt, daß sie um das heiße Auspuffrohr herumgeführt wird. Gleichzeitig wird in dem Schieber die Temperatur durch Mischen mit kalter Luft geregelt. Außerdem wirkt der Schieber als Absperrorgan, um das Verdunsten des Brennstoffes im Vergaser, wie es besonders bei Oberflächenvergasern vorkommt, zu vermeiden.

Die Luft wird durch die beiden Schlitze a angesaugt und um das heiße Auspuffrohr b herumgeführt. Sie tritt dann durch den Schieber c hindurch und gelangt durch den Saugkorb d in das Saugrohr des Vergasers. Um nun die Temperatur der angesaugten Luft zu verringern, dreht man den Schieber aus der Stellung Skz. 3 nach rechts; infolgedessen schließen sich die Schlitze e des Schiebers, die heiße Luft durchlassen, mehr und mehr, während andere Schlitze f den Saugkorb mit der Außenluft verbinden. Die Schlitze sind so auf dem Schieberumfang verteilt, daß die Größe des Gesamtquerschnittes für alle Schieberstellungen konstant bleibt.

Dreht man den Schieber über die „Kalt"- oder „Warm"-Stellung hinaus, so schließt man den Vergaser von der Außenluft ab und verhütet so ein Verdunsten des Brennstoffes.

Bei der Konstruktion dieses Schiebers wurde auch darauf gesehen, daß er ohne schwierige Rohrleitungen an jedem Motor anzubringen ist.

Digitized by Google

Supportplatten

von **L. Schuler** in **Göppingen.**

(Mit Abbildungen, Fig. 17—19.)

Nachdruck verboten.

Die Bedienung einer Drehbank wird ganz wesentlich vereinfacht und erleichtert durch eine zweckmäßige Konstruktion der Supportplatte, während sie durch eine unzweckmäßige, zu Irrtümern Veranlassung gebende Anordnung der vielen hier ineinander greifenden Mechanismen erschwert werden kann. Im folgenden seien einige gut durchdachte Konstruktionen von Supportplatten beschrieben, wie sie von der Werkzeugmaschinenfabrik und Eisengießerei L. Schuler in Göppingen (Württemberg) an ihren Schnelldrehbänken ausgeführt werden.

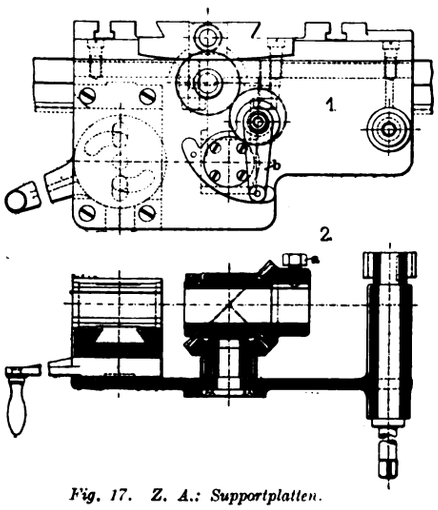


Fig. 17. Z. A.: Supportplatten.

Der Schlitten der in Fig. 17 dargestellten Supportplatte für Ausführung mit Leitspindel und Zahnstange ist sehr lang geführt und hat eine nachstellbare Führungsleiste. Nach Öffnen des Mutterschlosses läßt er sich mittels Handrades oder Kurbel rasch auf dem Bett verschieben. Das Mutterschloß ist zur Schonung der Leitspindel mit auswechselbaren Rotgußeinlagen versehen. Sämtliche Mechanismen liegen geschützt hinter der Deckplatte.

Beim Einrücken des selbsttätigen Planganges wird zunächst das

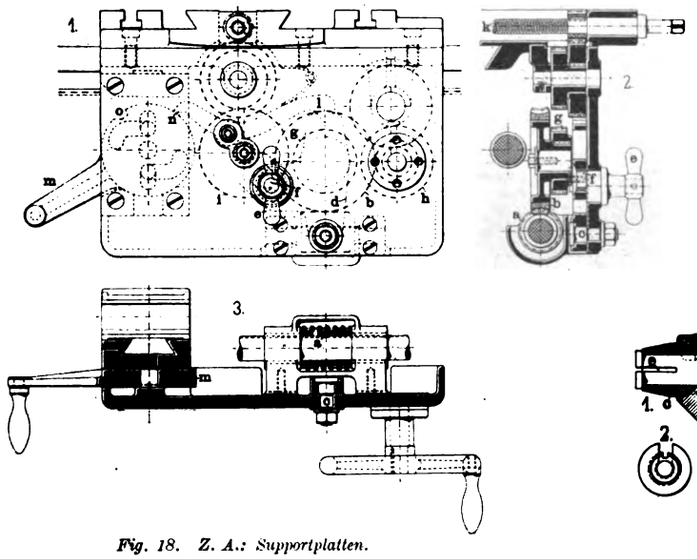


Fig. 18. Z. A.: Supportplatten.

Mutterschloß geöffnet, sodann die Schraube a des auf der Leitspindel sitzenden konischen Rades festgezogen und der mit Federstift versehene Exzenterhebel b in die gezeichnete Lage gebracht, so daß die Verbindung mit der Schlittenspindel hergestellt ist.

Eine Supportplatte für kleinere Bänke bis 225 mm Spitzenhöhe mit Leitspindel und Schaftwelle ist in Fig. 18 wiedergegeben. Die Übertragung von der Schaftwelle nach dem Lang- oder Planzug erfolgt durch Schnecke und Schneckenrad. Durch Drehen des Doppelgriffhebels e nach links wird der Planzug, nach rechts der Langzug eingerückt; in beiden Fällen wird das Mutterschloß durch den Doppelhebel l arretiert und kann nur geschlossen werden, wenn die beiden Selbstgänge ausgerückt sind. Andererseits ist es nicht möglich, bei geschlossener Leitspindelmutter einen der beiden Selbstgänge einzurücken, da dann der Doppelgriffhebel e nicht gedreht werden kann.

Bei schwereren Bänken mit größeren Drehlängen erfolgt die Übertragung von der Schaftwelle nach dem Lang- oder Planzug durch ein konisches Wendegetriebe, Fig. 19, das den Dreher in den Stand setzt, die Bewegungsrichtung des Supportes beim Lang- und Plandrehen nach Belieben zu ändern, ohne seinen Platz verlassen zu müssen. Das Wendegetriebe im Spindelstock wird in diesem Fall nur beim Schneiden von linkem Gewinde gebraucht.

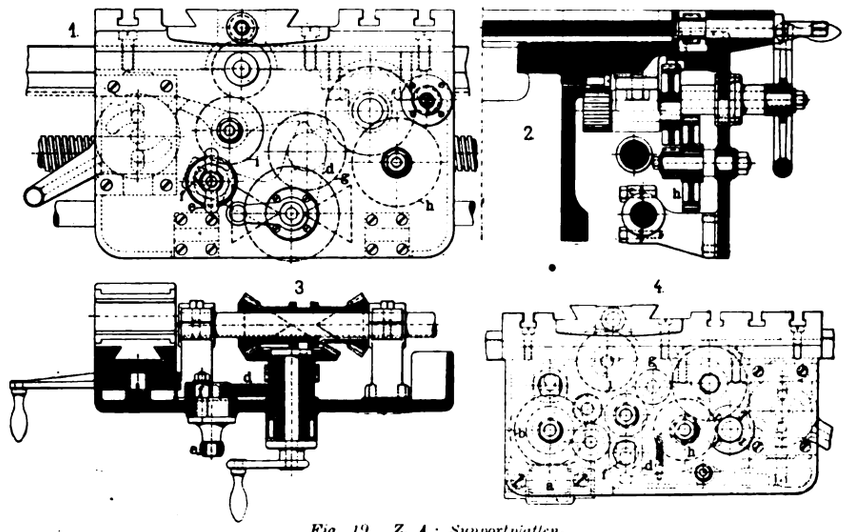


Fig. 19. Z. A.: Supportplatten.

Vorrichtung zum Vielfach-Sägen.

(Mit Abbildung, Fig. 20.)

Nachdruck verboten.

In einem Falle, in dem es sich darum handelte, Stücke nach Art des in Skz. 3 und 4 der Fig. 20 dargestellten in der Mittellinie zu trennen, ist man durch zweckentsprechende Überlegung zu einem Verfahren gelangt, durch das man viel Arbeit und Zeit ersparte. Wegen der eigenartigen Gestalt dieser Stücke war es nicht möglich, sie in einer Stellung festzuklemmen, in der man mehr als je ein Stück ohne Umspannen hätte durchsägen können. Um nun aber doch mehrere Stücke in einem einzigen Arbeitsgang zu behandeln, stellte man die in Skz. 1 u. 5 gezeichnete Arbeitsform her, mit der es möglich wurde, zehn Stücke gleichzeitig durchzusägen.

Die Vorrichtung besteht aus einem Gußstück a, das eine Zunge besitzt, mit der man es rasch in der richtigen Lage auf der Fräsmaschinenplatte festklemmen kann. An den Enden der Zunge ist je ein Ausschnitt zur Aufnahme der Klemmbolzen vorgesehen. In den oberen Teil der Arbeitsform bohrte man eine Reihe Löcher von derselben lichten Weite, wie sie die zu bearbeitenden Stücke haben. Damit diese Lochreihe sicher mit der Zunge gleichlaufe, wurde das Bohren auf der Fräsmaschine in der auf die Maschine aufgespannten Vorrichtung mit dem senkrechten Bohrkopf vorgenommen. In diese Löcher passen die Stifte b, die, wie Skz. 1 zeigt, durch das Werkstück hindurchreichen und es zwischen dem Kopf e und der Arbeitsform a oder der Mutter festklemmen. Die Stellschraube d soll den Stift b am Drehen hindern und greift zu diesem Zweck in eine in Skz. 1 angedeutete Längsnut desselben ein. Die Mutter ist so klein gehalten, daß sie sich mit dem Stift durch die Bohrung hindurchstecken läßt, und enthält den aus Skz. 2 ersichtlichen Einschnitt, damit man sie an der Stellschraube d vorbeischieben kann. Die Unterlegscheibe ist so aufgeschnitten, daß sie nach dem Durchstecken des Stiftes b auf diesen aufgebracht werden kann. Sind alle zehn Stifte in einer Reihe auf die Arbeitsform gespannt, so werden sie mit derselben Säge, mit der die Werkstücke halbiert werden sollen, aufgeschnitten. Nun werden die zuvor allseitig bearbeiteten Werkstücke in der in Skz. 5 gezeigten Lage dadurch festgespannt, daß man die Stifte b hindurchsteckt, sie durch die Arbeitsform schiebt, die Unterlegscheibe aufschiebt, die Stifte mittels der Muttern anzieht und mit den Stellschrauben d sichert. Zuvor legt man ein Richtlineal an die vordere Seite der Werkstücke, um sie alle gerade auszurichten; dann werden die Muttern aufgeschraubt, und die Säge wird über die ganze Reihe hinweggezogen, wobei sie frei durch die Einschnitte in den Stiften b hindurchgeht.

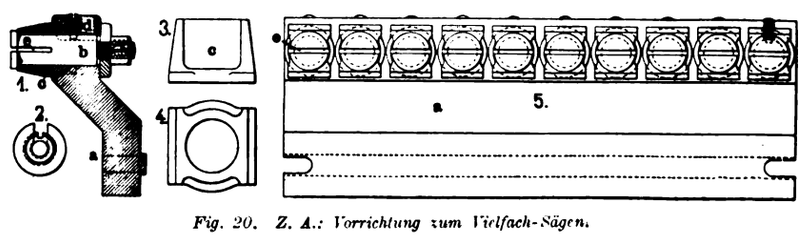


Fig. 20. Z. A.: Vorrichtung zum Vielfach-Sägen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 2. Begründet von W. H. Uhland. 16. Januar 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Spiral-Turbinenanlage

für die **Schmelztiegelfabrik** von **Carl Nolte Söhne** in **Frankenhain.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 4.)

Nachdruck verboten.

Bei Gründung der Schmelztiegelfabrik der Firma Carl Nolte Söhne Ende der siebziger Jahre des vorigen Jahrhunderts stand eine Wasserkraft mit einem Gefälle von 8 m bei etwa 35 bis 40 sec/l Wasser zur Verfügung. Diese Wasserkraft, die durch ein hölzernes oberschlächtiges Wasserrad ausgenutzt wurde, reichte für den anfangs kleinen Betrieb, dessen mechanischer Teil nur aus der Graphitmühle und einer Schamottemühle bestand, vollständig aus, zumal ein Mischkollergang, der noch mit betrieben werden mußte, nur abwechselnd mit der Schamottemühle arbeitete. Alle übrigen Manipulationen, wie Transporte der Produkte von einer Abteilung zur andern und das Drehen der Tiegel wurden von Hand ausgeführt.

Vom Betriebswasser entstammten zwei Drittel den Bergwerken in der Nähe, der Rest war Quellwasser; beide Zuflüsse vereinigten sich nahe der Fabrik und wurden durch eine offene Rinne auf das Wasserrad geleitet. Als später die Bergwerke stillgelegt wurden, hörte der Wasserzufluß aus ihnen auf; die dadurch verloren gegangene Kraft wurde durch eine Dampflokomobile ersetzt.

Der Betrieb erweiterte sich von Jahr zu Jahr, die Handarbeit wurde durch Maschinen ersetzt, um zu sparen und unabhängig von der Arbeiterschaft zu werden. Schon nach kurzer Zeit war demzufolge auch die Lokomobile an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit angelangt, und abermals mußte eine Erweiterung dieser Kraftanlage vorgenommen werden. Da die Wasserkraft für das Werk fast gar keine Bedeutung mehr hatte, entschloß sich die genannte Firma zur Anlage einer ortsfesten liegenden Dampfmaschine mit getrenntem und eingemauertem Kessel unter Ausschaltung der Wasserkraft. Die gesteigerten Kohlenpreise, hohen Achsenfrachten usw. veranlaßten indes die Firma, einmal zu untersuchen, ob es nicht möglich sei, die Wasserkraft unter Erhöhung des Gefälles und durch Einbau einer Turbine wieder nutzbringend dem Betriebe einzureihen. Die dazu vorgenommenen Messungen ergaben ein nutzbares Gefälle von 50 m bei ca. 15 sec/l Wassermenge, was einer Leistung von 6—8 PS entspricht. Die örtlichen Verhältnisse, sowie die durch die Anlage bedingten niedrigen Kosten sprachen zugunsten der projektierten Neuanlage.

Bei Projektierung der Turbinenanlage mußte einerseits Rücksicht auf die vorhandene Fabrikanlage genommen und anderseits darauf gesehen werden, daß das Zusammenarbeiten von Dampfmaschine und Turbine auf die Transmission sich in einfachster Weise ermöglichte. Die Turbinenkammer A, Fig. 9, wurde an Stelle des alten oberschlächtigen Wasserrades errichtet und von der Graphitmühle aus zugänglich gemacht.

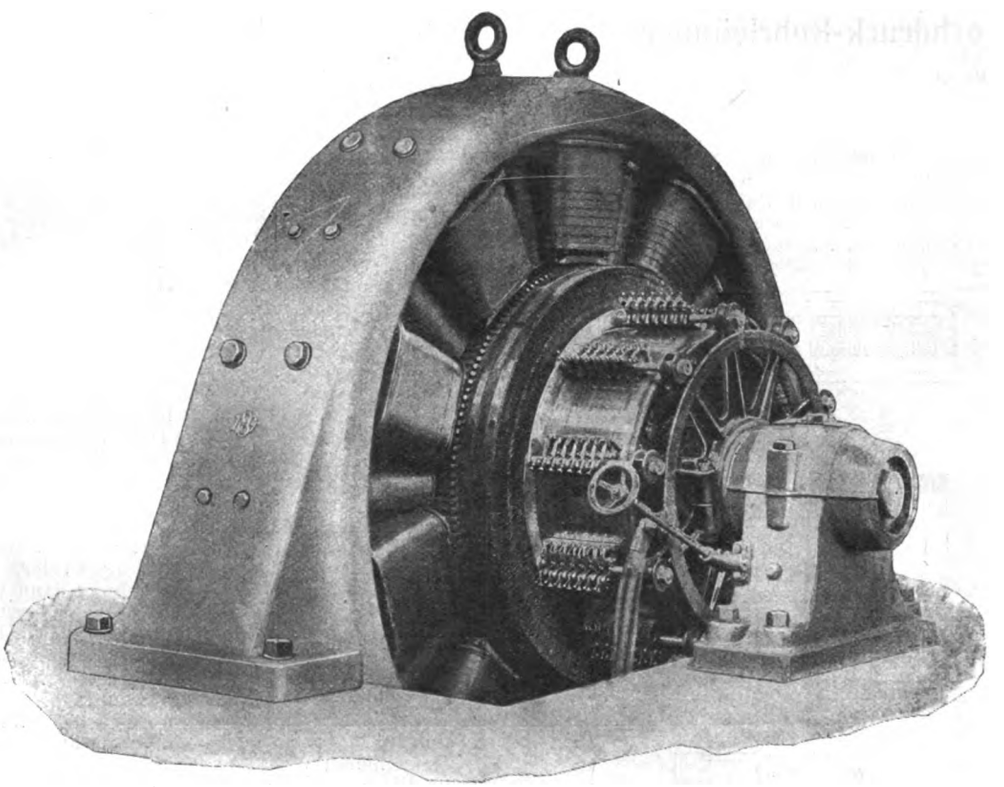


Fig. 21. Z. A.: Hilfspol-Maschinen. (Text s. Seite 10.)

Die Turbine (Fig. 1—7 und 10—20 der Tafel) als Spiralturbine konstruiert, arbeitet ohne jegliche Regulierung mittels Treibriemen (vgl. Fig. 9 der Tafel 4) auf ein Vorgelege n in der Turbinenkammer. Von hier aus wird die Kraft durch Treibriemen auf die Hauptwelle n_1 in die Graphitmühle übertragen. Das Übersetzungsverhältnis ist von der Turbine, die 2750 Touren in der Minute macht, entsprechend der Hauptwelle in der Graphitmühle auf 200 Umdrehungen rückwärts angeordnet.

Die Turbine besteht aus folgenden Hauptteilen: der Grundplatte a, dem Gehäuse b mit Leitrad b_2, dem Verschlußdeckel mit Saugrohrkrümmer b_1, der Turbinenwelle c, den Ringschmierlagern e und e_1, den Stellringen f, der Riemenscheibe f_1 und dem Saugrohr g. Das Gehäuse b ist auf der Grundplatte fest verschraubt, das Leitrad sitzt mit seinen in Rotgußringe eingegossenen Stahlblechschaufeln in der im Gehäuse eingedrehten Nut; gegen Verdrehung wirken zwei Prisonstifte von $^1/_4$" Durchmesser, die nur 3 mm in den Leitradkranz hineinragen. Der Verschlußdeckel b_1 preßt das Leitrad bei geschlossener Turbine fest. Das Laufrad d mit Stahlblechschaufeln (Fig. 11 u. 12) ist auf der Welle festgekeilt, seine Nabe ist der Ausströmung entsprechend geformt und sein äußerer Durchmesser beträgt 115 mm. Die Lager sind nach Art der Stopfbüchsen in das Gehäuse oder den Verschlußdeckel eingedreht und haben Ölringe; ihre Anordnung ist sehr einfach, und sie passen bei einer Demontierung der Turbine und bei späterer Neu-Montierung immer wieder genau, da sie keine seitliche Verschiebung gestatten, was auch für das Laufrad sehr wichtig ist.

Das Saugrohr (Fig. 5 und 8) ist 3 m lang und erweitert sich nach unten; es taucht 300 mm tief in das Unterwasser ein.

Die Zuleitung des Wassers in die Turbine geschieht mit einer Neigung von 30°. Die Rohrleitung s von der Turbine bis zu dem Sammelbassin ist dem jeweiligen Drucke entsprechend 50 bis 150 mm im Lichten weit. Außer der Bedienung des Absperrventils t in der Turbinenkammer bedarf es keiner weiteren Handhabung bei In- und Außerbetriebsetzung der Turbine.

Die Höhe des Wasserstandes in der Rohrleitung und im Sammelbassin wird durch einen besonderen Überlauf selbsttätig geregelt. Das Sammelbassin faßt 600 cbm Wasser und ist etwa 500 m oberhalb der Fabrikanlage in den Bergabhang so eingebaut, daß es gegen Frost geschützt liegt.

Über die Lage der Maschinen in der Graphitmühle, als welche der mittlere Raum des Gebäudes, Fig. 9, anzusprechen ist, sei mit Bezug auf Fig. 8 u. 9 bemerkt, daß im Erdgeschoß die beiden Walzenstühle i und i_1 aufgestellt sind und daß sich im ersten Stock der Vorsichter m befindet. Der Nachsichter m_1 hängt an der Decke des Parterres, ein Doppelelevator k dient der Zuführung des Materials zu den Walzenstühlen und dem einen Sichter. Die konstruktive Ausführung der Walzenstühle geht aus den Zeichnungen auf Tafel 3 hervor, die beiden Sichter $m\,m_1$ zeigen keine Eigentümlichkeiten.

Digitized by Google

Hilfspol-Maschinen.

(*Mit Abbildung, Fig. 21.*)

Nachdruck verboten.

In Gleichstromanlagen, die an Primärdynamos oder Betriebsmotoren besonders schwere, bei normaler Bauart nicht leicht zu erfüllende oder unverhältnismäßig große und teure Modelle bedingende Anforderungen stellen, rüstet die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin ihre Maschinen mit Hilfs-(Wende-)Polen aus.

Hierbei kommen hauptsächlich solche Betriebe in Betracht, in denen entweder kurze und heftige Belastungsstöße auftreten, wie z. B. bei schweren Werkzeug- und Hüttenmaschinen, Walzwerksantrieben usw., oder in denen die Maschinen bei stark geschwächtem Feld mit normalen Stromstärken und großer Tourenregulierung arbeiten müssen, also beispielsweise Dynamos für Akkumulatorenladung, Motoren für Papiermaschinen und Anlaßdynamos für Walz- und Fördermotoren, die bei ganz geringer Erregung sogar ihren maximalen Strom abzugeben haben.

Die Hilfspol-Maschinen, Fig. 21, unterscheiden sich von normalen Gleichstromdynamos in ihrem mechanischen Aufbau nur dadurch, daß zwischen den Hauptpolen besondere Hilfs-(Wende-) Pole angeordnet sind, deren Erregerwicklung von dem Hauptstrom durchflossen wird. Die Hilfspole erzeugen ein dem Ankerstrom entsprechendes Wendefeld und ermöglichen so eine bei allen Belastungen funkenfreie Stromwendung unter den Bürsten. Sie sind in gleicher Weise wie die Hauptpole an dem Gehäuse befestigt, können daher ebenso leicht wie diese und ohne Demontage der Maschine seitlich herausgenommen werden. Die Hilfspolwicklung wird der der Magnetspulen analog ausgeführt und gewährleistet daher auch vollkommene Kühlung.

Über Hochdruck-Rohrleitungen.

(Mit Abbildungen, Fig. 22—25.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Abzweige in den Dampfleitungen werden entweder durch aufgeschweißte Stutzen oder durch T-Stücke aus Stahlguß oder verstärktem Gußeisen hergestellt. Rohrleitungen mit aufgeschweißten Abzweigstutzen sind den Rohrleitungen mit eingeschalteten Guß-T-Stücken vorzuziehen, da eine mit aufgeschweißten Stutzen versehene Rohrleitung zumeist erheblich weniger Flanschen-

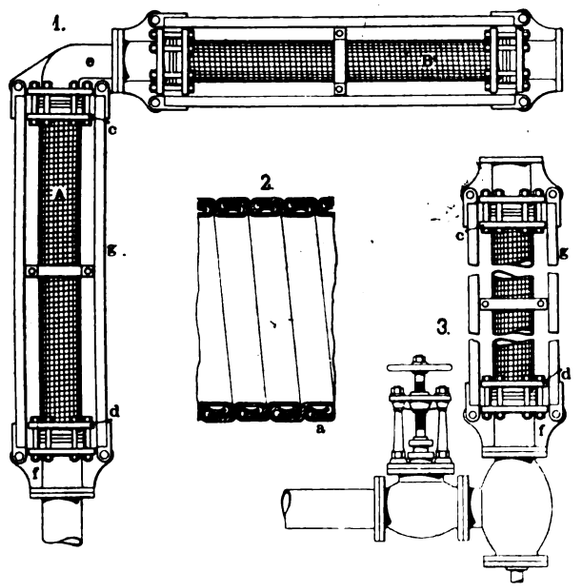


Fig. 22. Z. A.: Über Hochdruck-Rohrleitungen.

verbindungen enthält, als eine Rohrleitung mit eingeschalteten Guß-T-Stücken, wodurch natürlich die Betriebssicherheit wesentlich erhöht wird. Die Abzweigstücke aus Stahlguß oder Gußeisen werden seit längerer Zeit allgemein in Kugelform hergestellt, und zwar erfolgt die Reduktion der Stutzen und Abzweige in den Fassonstücken selbst.

Bei Hochdruckrohrleitungen für Dampf sind überlappt geschweißte Rohre den gezogenen nahtlosen Rohren vorzuziehen.

Die Bogen werden meist im Rohr selbst hergestellt, und dazu eignet sich das überlappt geschweißte Rohr wegen des weicheren Materiales besser. Auch müssen die Bogen in den Dampfleitungen zumeist mehr oder weniger die Kompensation aufnehmen, wofür sich das überlappt geschweißte Rohr wegen seiner größeren Elastizität ebenfalls besser eignet.

Sofern für die Rohrverbindungen Walzflanschen verwendet werden, ist ebenfalls möglichst weiches Rohrmaterial zu verwenden, da sich dieses beim Einwalzen leichter in die Innenrillen der Walzflanschen hineinpreßt als härteres.

Als Flanschenverbindungen für Hochdruckdampfleitungen kommen zumeist aufgeschweißte und vorgeschweißte Bunde sowie lose Flanschen oder Walzflanschen und Walzbunde sowie lose Flanschen zur Verwendung. Bei Rohrleitungen von größerem Durchmesser und für höheren Druck wird man die Bunde nicht stumpf aufschweißen, sondern vorschweißen.

Sofern für die Rohrverbindungen Walzflanschen angewendet werden, sind hydraulisch gepreßte Flanschen aus Siemens-Martin-

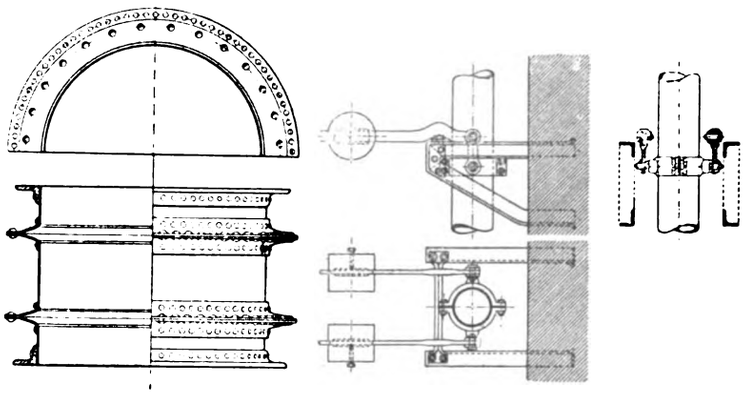


Fig. 23. *Fig. 24.*

Z. A.: Über Hochdruck-Rohrleitungen.

Material den gegossenen Stahlflanschen vorzuziehen, weil beim Stahlguß Materialspannungen nicht ausgeschlossen sind, die durch das Aufwalzen noch verstärkt werden. Die gepreßten aufgewalzten Flanschen dagegen erhalten ihre Form durch hydraulisches Preßverfahren, und zwar ihrer Größe entsprechend durch einen hydraulischen Druck bis zu 2 000 000 kg; sie bieten demnach plötzlichen übermäßigen Beanspruchungen, wie Wasserschlägen, Temperaturveränderungen etc. auch einen erheblich größeren Widerstand als gegossene Flanschen aus anderem Material.

Vielfach bestehen Meinungsverschiedenheiten, ob die Flanschenverbindungen mit Nut und Feder oder glatten Dichtungsflächen zu verwenden sind. Zweifellos bietet eine Rohrleitung, deren Flanschenverbindungen mit Nut und Feder versehen sind, größere Betriebssicherheit als eine mit glatten Flanschenverbindungen. Indes wird das Demontieren der mit Nut und Feder versehenen Rohrleitungen erschwert, da die Leitungen auseinandergedrückt werden müssen, was freilich nur selten bei geraden längeren Leitungen und bei Leitungen von größerem Durchmesser erforderlich ist. Bei Flanschenverbindungen mit glatten Dichtflächen liegt dagegen die Möglichkeit nahe, daß die Dichtungen herausgeschleudert werden. Dieser Übelstand läßt sich durch Verwendung geeigneter Metalldichtungen beseitigen, jedoch bringen solche Metalldichtungen, namentlich sofern eine Rohrleitung nicht sorgfältig montiert ist, einen anderen Nachteil mit sich. Wenn die Rohrleitungen erwärmt werden, dehnen sie sich aus und pressen die Metalldichtungen zusammen; erkaltet die Rohrleitung wieder, so wird sie sich zusammenziehen. Wird die Rohrleitung dann wiederum unter Dampf gesetzt, so wird sich anfangs Kondenswasser bilden, das an den Metalldichtungen solange tropft, bis sich die Rohrleitung vollständig erwärmt und ausgedehnt hat, da die Metalldichtungen nicht elastisch bleiben. Klingerit ist eine bewährte Flanschendichtung für überhitzten und gesättigten Frischdampf.

In den Dampfleitungen müssen Vorrichtungen zum Sammeln des Kondenswassers angebracht werden; man verwendet hierzu Wasserabscheider oder ordnet in den Leitungen Wassersäcke an.

Bei der Konstruktion der Wasserabscheider ist darauf zu achten, daß die innere Einrichtung nicht zu kompliziert wird, damit nicht durch viele Richtungsänderungen des Dampfes oder durch Reibung Verluste entstehen. Bei Verwendung gesättigten Dampfes ist besonders auf rationelle Entwässerung der Rohrleitungen Rücksicht zu nehmen, während bei Verwendung überhitzten Dampfes mit der Anordnung von Wasserabscheidern und mit der Größenbemessung vorsichtig umgegangen werden muß, da eine Entwässerung von Rohrleitungen für überhitzten Dampf fast nur bei Inbetriebsetzung erforderlich ist.

Zur Bemessung der Wasserabscheider für gesättigten Dampf diene als Anhalt, daß eine Rohrleitung, gut isoliert, ca. 1,5 l Kondenswasser pro qm Isolieroberfläche und Stunde ergibt. Bei überhitztem Dampf wird die unvermeidliche Wärmeentziehung in den Rohrleitungen durch Abgabe eines Teiles der Überhitzung ausgeglichen, so daß der Dampf frei von Kondensationswasser ist.

Zur Aufnahme der Ausdehnung in den Dampfleitungen werden (vgl. Fig. 22—25) Bogenrohre, Federrohre in Lyraform, Stopfbüchsenrohre, wie eins in Fig. 11, Heft 1, für eine Steigleitung wiedergegeben ist, und drehbare Kompensatoren verwendet. Wegen

Digitized by Google

ihrer Einfachheit ist die Kompensation mittels Federbogen entschieden jeder anderen Konstruktion von Kompensatoren vorzuziehen, und zwar wird man, wie eingangs bemerkt, hierfür das weichere und das elastischere überlappt geschweißte Rohr dem spröderen, gezogenen, nahtlosen Rohr vorziehen. Das Federrohr bedarf keiner Wartung und bietet die denkbar größte Betriebssicherheit, wenn es sachgemäß gebogen und montiert ist. Es ist beim Biegen überlappt geschweißter Rohre darauf zu achten, daß die Schweißnaht nicht in der Achse der Biegung zu liegen kommt, d. h. die Schweißnaht darf bei dem Biegungsprozeß weder gestreckt noch zusammengedrückt werden. Die verhältnismäßig geringe Schwächung der äußeren Wandung eines gebogenen Rohres kann dadurch vermieden werden, daß man die Wandstärke des ganzen Rohres um ein Geringes stärker wählt. Die Federung von Rohrkompensatoren ist natürlich begrenzt, und deshalb müssen in längeren Dampfleitungen mehrere solcher Vorrichtungen vorgesehen werden.

Bei der Anordnung von Federrohren ist zu berücksichtigen, daß die Ausdehnung einer schmiedeeisernen Leitung bei 200° C ca. 2.5 mm pro m beträgt und um je 100° C höherer Temperatur um ca. 1.3 mm steigt.

Es sei an dieser Stelle besonders auf den von der Gesellschaft für Hochdruck-Rohrleitungen m. b. H. in Berlin O. 27 ausgeführten Flachkompensator, System „Hochdruck" D. R. G. M., hingewiesen. Dieser hat eine wesentlich höhere Elastizität als ein Rohrkompensator runden Querschnittes, und es tritt im Biegungsprozeß bei dem Flachkompensator eine geringere Verschiebung in den Wandstärken ein als bei dem runden Rohr. Bei der Bestimmung der Flachkompensatoren wird darauf Rücksicht genommen, daß keine Querschnittsverminderung eintritt.

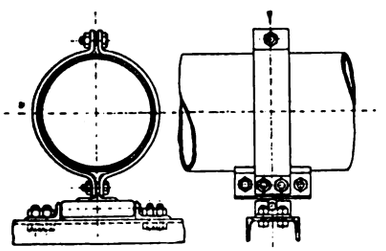


Fig. 25. Z. A.: Über Hochdruck-Rohrleitungen.

Behufs möglichst großer Kompensation sollen die Radien der Federbogen möglichst groß bemessen werden, und zwar soll der Radius nicht weniger als das Vierfache des Rohrdurchmessers betragen. Es ist bekannt, daß die Verwendung kupferner Federbogen, namentlich bei überhitztem Dampf und bei mittleren und größeren Dimensionen, nach den Hochdrucknormalien vom Jahre 1900 unzulässig ist. Bei der Verwendung von Federbogen soll der lichte Rohrdurchmesser von 300 mm nicht überschritten werden, sofern es sich um höher gespannten Dampf handelt.

(Schluß folgt.)

„Piccolo"-Motorwagen

von **A. Ruppe & Sohn** in **Apolda.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 5.)

Nachdruck verboten.

Es läßt sich nicht bestreiten, daß ein allgemeines Bedürfnis nach einem billigen Motorwagen vorliegt, dessen Leistung nicht an die mit 40 und mehr Pferdekräften dahersausenden Maschinen heranzureichen braucht, der aber für Fahrten in der Stadt und ihrer näheren Umgebung ausreicht und keine zu großen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten verursacht. Ein solcher Wagen bedarf keiner großen Geschwindigkeit, zum Antrieb genügt ein Motor von wenigen Pferdestärken, Abmessungen, Gewicht und Stärke der einzelnen Teile können gering gehalten werden. Anderseits muß der Konstrukteur aber auch darauf bedacht sein, die Einrichtung so einfach und übersichtlich zu machen, daß auch der Geschäftsmann, der Arzt und andere Privatpersonen, denen tiefere technische Kenntnisse fehlen, ihren Wagen ohne die Hilfe eines Chauffeurs selbständig lenken können.

Auf dem Wege, ein solches Fahrzeug zu schaffen, ist die Firma A. Ruppe & Sohn in Apolda zu der aus den Zeichnungen der Tafel 5 ersichtlichen Konstruktion ihres „Piccolo"-Wagens gelangt.

Der Unterbau besteht aus einem aus Stahlblech gestanzten Rahmen, der mit langen, geschmeidigen Stahlfedern auf der Vorder- und Hinterachse ruht. Der Motor ist im Untergestell vorn untergebracht. Seine beiden in V-Form stehenden Zylinder, die ringsherum und auf der Haube mit großen Kühlrippen versehen sind, leisten bei 75 mm Bohrung und 90 mm Hub bei mäßiger Tourenzahl 6 PS. Die Ansaugventile sind gesteuert. Der Motor wird vorn im Wagen zwischen den Vorderrädern angekurbelt. Durch die vorteilhafte Lagerung im vorderen Wagengestell reicht die Luftkühlung vollständig aus, so daß sich der Motor selbst bei großen und langen Steigungen nicht über das normale Maß erhitzt. Durch einen von der Motorwelle angetriebenen Ventilator wird die Kühlung wirksam unterstützt.

Die Füllung der Akkumulatoren für die Zündung reicht für ca. 2000 km aus. Mittels einer von der genannten Firma gelieferten Ladevorrichtung kann der Wagenbesitzer den Akkumulator selbst an der elektrischen Lichtanlage seines Wohnhauses laden. Zu diesem Zwecke setzt er an irgend einem Beleuchtungskörper der Anlage einen Porzellankörper zwischen Anschlußgewinde und Glühbirne und führt einen Stecher, mit dem das eine Ende der Leitungsschnüre versehen ist, in die seitlichen Öffnungen des Porzellankörpers ein. Nachdem der Akkumulator mit chemisch reiner Schwefelsäure von 18 Grad Beaumé gefüllt ist, werden die freien Enden der Schnüre mit den Klemmen des Akkumulators verbunden. Die Ladung dauert bei vorheriger gänzlicher Entladung und 110 Volt Lampenspannung ungefähr 25 Stunden, bei 220 Volt ungefähr 50 Stunden.

Die Schmierung des Motors geschieht durch eine am Wagenkasten angebrachte Ölpumpe. Das Motorgehäuse ist vollkommen geschlossen, und die Motorschwungräder laufen vollständig in Öl. Von dem Motor a_1, Fig. 21 der Tafel 5, wird der Antrieb durch eine konische mit Leder bekleidete Friktion n, n_1, Fig. 20, auf das Übersetzungsgetriebe o, p übertragen. Diese Friktion wird durch einen Fußhebel eingerückt.

In einem mit dem Motorgehäuse verbundenen Gehäuse läuft das Übersetzungsgetriebe. Das Gehäuse ist mit Öl angefüllt und enthält ein Räderpaar für den schnellen Gang, ein solches für die langsame Übersetzung und ein Getriebe für den Rückwärtsgang. Das Aus- und Einrücken der Zahnräder erfolgt nach Lösen der Fußfriktion mit einem an der Steuerstange unterhalb des Lenkrades h, Fig. 8, befindlichen, auf einem Segment seitwärts bewegbaren Hebel i.

Der Antrieb nach der Hinterachse erfolgt durch eine mit Kardangelenk versehene Welle f, Fig. 4. Die Hinterachse u, u_1, Fig. 11, läuft in mehrreihigen Kugellagern und ist samt dem Wendegetriebe in ein ölhaltendes Gehäuse eingeschlossen. Ein konisches Zahnradpaar vermittelt die Übertragung. Sämtliche Zahnräder laufen vollständig in Öl und sind in angemessen großen Abmessungen gehalten und aus Stahl automatisch geschnitten. Der Wagen ist mit zwei Bremsen versehen, von denen die eine als Fußbremse auf das Getriebe wirkt. Die andere, als Handbremse ausgebildet, wirkt auf zwei seitlich auf den Hinterradnaben befindliche Bremsscheiben. Die Räder sind mit $26 \times 2\,1/2''$ verstärkten Pneumatiks montiert und haben eine Spurweite von 1.10 m. Die Bereifung stellt sich somit im Preise niedrig und ist auf größeren Touren in allen Motor- und Fahrradhandlungen leicht zu ersetzen, so daß das lästige Mitschleppen von Reservereifen in Wegfall kommt. Der Abstand der Hinterachse u, Fig. 11, von der Vorderachse l, Fig. 12 u. 13, beträgt 1,55 m und die ganze Länge des Wagens ca. 2,40 m. Dieser beansprucht deshalb sehr wenig Raum.

Die Karosserie ist mit 4 Schrauben befestigt und enthält den Benzinbehälter, der für ca. 250 km ausreicht, die Zündspule und den Betriebsakkumulator.

Fahrbarer Nieten-Wärmofen

von **Horace P. Marshall & Co.** in **Leeds.**

(Mit Abbildungen, Fig. 26 u. 27.)

Nachdruck verboten.

In Fig. 26 u. 27 ist ein von Horace P. Marshall & Co. in Leeds konstruierter fahrbarer Nieten-Wärmofen in zwei Ausführungsformen dargestellt, der schon der eigenartigen Einrichtung halber Beachtung verdient.

Beide Ausführungsformen unterscheiden sich lediglich durch die Zahl der Feuerstellen voneinander, im übrigen ist jede fahrbar und ganz in Stahlblech unter Benutzung von Winkeleisen hergestellt. Auch wurden bei beiden die den Feuergasen zugänglichen Partien der Bleche mit Schamotten ausgekleidet.

Der Ofen Fig. 27 hat rechts und links vom Herde b je eine Feuerung a resp. a_1, deren jede wiederum in Feuerraum und Aschenfall zerfällt. Der letztere enthält, wenn mit künstlichem Zuge gearbeitet wird, ein auf der oberen Seite gelochtes Blasrohr c_1, das in Höhe des Aschenfalloches im Querschnitt so bemessen ist, daß es mit einer Düse zusammen einen Düsensatz bildet. Die Düsen wiederum sind an eine Gasrohrleitung c angeschlossen, in der man Druckluft oder Dampf zuführen kann.

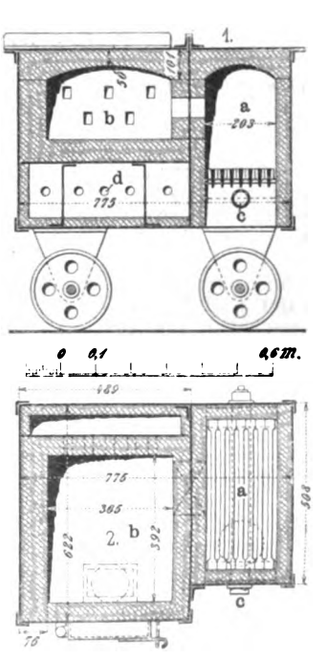


Fig. 26. Z. A.: Fahrbarer Nieten-Wärmofen.

Das Gemenge aus niedrig gespannter Druckluft und angesaugter Luft oder aus Dampf und angesaugter Luft strömt durch die Spalten der Roste in die Feuerräume ein und passiert dabei die auf den Rosten lagernden Koksschichten. Die Flamme tritt durch mehrere Öffnungen in den Herd b ein und erwärmt die dort lagernden Niete.

Digitized by Google

In einem Raume hinter dem Herde sammelt sich atmosphärische Luft an, die aus einer Kammer unterhalb des Herdes zufließt und in hoch erhitztem Zustande durch fünf kleine rechteckige Löcher in der Rückwand des Herdes in diesen eintritt; sie mengt sich dort mit den Gasen aus den Feuerungen und vermehrt durch deren vollständige Verbrennung den Effekt noch.

Die Abgase entweichen durch einen Blechschornstein ins Freie. Schieber vor den Luftöffnungen in der Wandung der Luftkammer unter dem Herde b ermöglichen es, die Menge der den Gasen zuzuführenden Sekundärluft zu regeln.

Nach „Engineering" soll dadurch, daß man den Gasen hoch angewärmte Luft auf dem Herde selbst beimengt, nicht nur eine

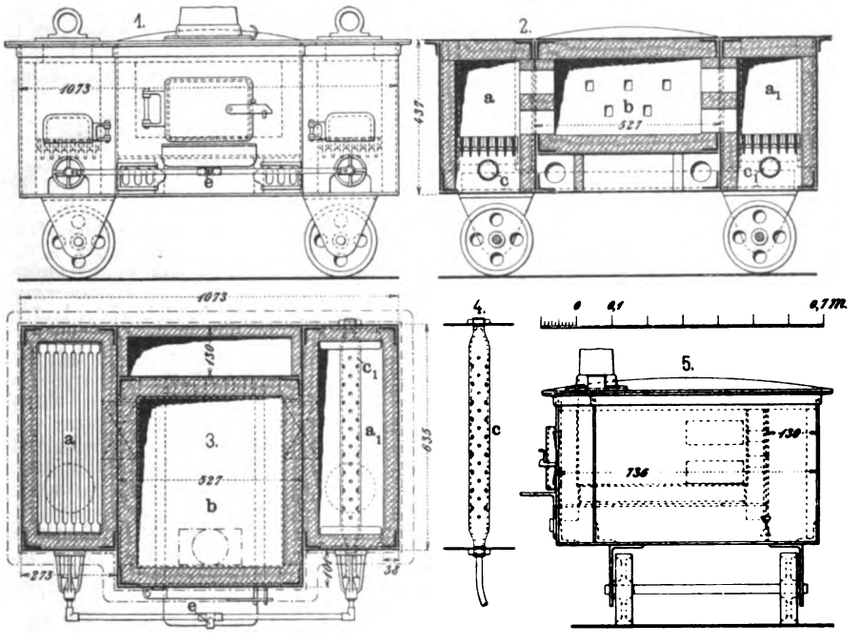


Fig. 27. Z. A.: Fahrbarer Nieten-Wärmofen.

vollkommene Verbrennung, sondern auch eine durchaus gleichmäßige Erwärmung der Niete erreicht werden, zumal die Schieber vor den Sekundärluftöffnungen eine Feinregulierung der Luftmenge gestatten und auch der Blasluftstrom genau geregelt werden kann.

Öfen dieser Art werden u. a. bereits in den Werkstätten von Vickers Sons & Maxim in Barrow benutzt.

Vertikal-Schleifmaschine

von der **Pratt & Whitney Co.** in **Hartford,** Conn.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 2 und Abbildung, Fig. 3 in Heft Nr. 1.)

II.

Nachdruck verboten.

In diesem zweiten Teil unserer Beschreibung der von der Pratt & Whitney Co. in Hartford, Conn., gebauten Vertikal-Schleifmaschine sollen deren besonders beachtenswerte Einzelteile eingehender betrachtet werden.

Die Arbeitsspindel läuft in Weißmetallagern mit Selbstschmierung. Oben und unten am Hauptspindellager b, Fig. 11 der Tafel 2, Heft 1, ist je ein Kugelendlager zur Aufnahme des Vertikalschubes angefügt, auf deren oberem das Gewicht der Spindel nebst Schleifrad lastet. Die Antriebscheibe o hat ihr eigenes Lager, das von der Spindel selbst unabhängig ist, damit der Riemenzug sich nicht einseitig auf die durch das Riemenscheibenlager hindurchgeführte Spindel äußern kann. Die Scheibe o läuft nämlich auf dem oberen Ende einer langen Hülse, deren unteres Ende im Säulenarm festgehalten wird, wo zwischen Hülse und Spindel eine mit der letzteren durch Nut und Feder verbundene Buchse eingefügt ist. Da diese oben etwas weiter gebohrt ist, damit die Spindel dort nach allen Seiten hin genügend Spiel hat, und Spindel und Scheibe nur durch das Kopfstück p in zwangläufiger Verbindung stehen, ist der Einfluß des einseitigen Riemenzuges von der Arbeitsspindel ferngehalten. Das Kopfstück p ist an der Spindel durch einen Keil befestigt und wird von der Riemenscheibe durch einen in einen Ausschnitt eingreifenden Bolzen mitgenommen.

Das Schmieröl wird in das Kopfstück p eingeführt, gelangt auf die Schale o_2 und fließt durch Öffnungen im Boden derselben herab zwischen Riemenscheibe und Hülse, an deren unterem Ende es durch kleine Öffnungen an die Lauffläche der erwähnten Büchse und der Hülse gelangt. Die horizontale Lauffläche der Riemenscheibennabe wird durch das von dem Weißmetall-Teller o_3 aufgefangene Öl geschmiert.

Die Befestigungsweise des Schleifrades d lassen die Fig. 4 und 6 erkennen. Das Rad wird zwischen einem mit einer Ringnut versehenen Ring d_1, an dem es mit Schellack befestigt ist, und einem zweiten d_3 mittels Schrauben eingespannt. Die Fig. 2 und 3 zeigen ein Polierrad aus Ahornholz, bei dem feiner Schmirgel und Öl angewendet wird. Oben ist der zylindrische Radkranz in einem tiefen ringförmigen Schlitz befestigt, und in halber Höhe ist das Rad mit Draht umwunden. Diese Art der Verstärkung wird, wie Fig. 2 im 1. Heft zeigt, auch bei den Schmirgelscheiben angewendet.

Eine außerordentlich praktische Einrichtung an dieser Maschine ist der Drehtisch g, Fig. 8 der Tafel, der einen genauen Horizontalschliff von Scheiben, Ringen und Büchsen von ganz kleinem Durchmesser bis zu einem solchen von 40 cm ermöglicht. Bei der Bearbeitung sehr großer Stücke findet ein gleichzeitiges Drehen dieses Tisches und ein Verschieben des Haupttisches statt. Der aus Schnecke und Schraubenrad bestehende Antrieb ist gegen das Eindringen von Schleifstaub und Wasser gut geschützt. Der Tisch dreht sich auf einem breiten Ring aus Weißmetall. Die in der Tafelfigur 8 und 18 links am Drehtisch ersichtliche Schraube dient zum Einstellen, wenn Scheiben oder dergl. mit konkaver oder konvexer Oberfläche geschliffen werden sollen. Die Fig. 18 läßt erkennen, daß die Drehachse des Ringes, auf dem der Tisch befestigt ist, in der Mittelachse der Schnecke t liegt, damit das Schraubenrad u_1 nie außer Eingriff mit der Schnecke kommt. Da eine in die Tischmitte eingesetzte Spannvorrichtung vollkommen zum Festhalten des Werkstückes genügt, sind weitere Befestigungsvorrichtungen unnötig.

Das Schmieröl wird auf solchem Wege durch den Drehtisch geführt, daß alle Teile, an denen Reibung stattfindet, von ihm erreicht werden. Durch die lange in Tafelfigur 18 links in der Tischplatte ersichtliche Bohrung fließt das Öl in den freien Raum um den Mittelzapfen g_1, überflutet den erwähnten Weißmetallring, gelangt durch die Bohrungen in seinem Kranz in das Becken, das den Tischantrieb, Schnecke t und Schraubenrad u_1 enthält, und wird bei e_2 abgeleitet.

Die Schnecke t_1 des Drehtisches wird durch das Kegelräderpaar h_1, t_2, Fig. 20 von der Welle h in Drehung versetzt, die ihrerseits wieder mittels Riemen in der aus Fig. 9 ersichtlichen Weise angetrieben wird. Wenn der Drehtisch nicht benutzt werden soll, löst man durch Einstellen des Stiftes w_1 Fig. 13, die Kupplung der Welle h mit der Getriebewelle t und schwingt die Welle h mit ihrem Lagerarm nach hinten zurück.

Die Schutzvorrichtung d, mit der das Schleifrad umgeben wird, ist in Fig. 9 u. 10 der Tafel sowie in der Textfigur 2, Heft 1, unten rechts dargestellt. Sie besteht aus zwei kastenartigen Rahmen. Wenn nur dünne Werkstücke bearbeitet werden, so genügt ein Schutzrahmen, während bei höheren Stücken beide Rahmen aufeinandergesetzt werden. Die zylindrische Schutzhülle für das Schleifrad wird, wie Tafelfigur 8 zeigt, von drei senkrechten Stangen getragen, an denen man sie in ihrer Höhenlage einstellen kann.

Der größte Abstand von Oberkante des Drehtisches bis Unterkante Schleifrad beträgt im neuen Zustand 171 mm und vom magnetischen Futter an 215 mm. Der Drehtisch hat 408 mm Durchmesser, die Fläche des magnetischen Futters mißt 184 × 762 mm. Die Oberfläche des Haupttisches beträgt nach Abzug der überragenden Kanäle für das Wasser 273 × 914 mm und ist für die Bearbeitung von Werkstücken von 254 × 914 mm Fläche geeignet.

Der Antrieb der 1633 kg schweren Maschine kann in der aus den Abbildungen ersichtlichen Weise mittels Riemen und Vorgelege oder auch durch einen Elektromotor mit gleichbleibender Geschwindigkeit erfolgen, der sich leicht am Gestell anbringen läßt.

Neuere Lagerkonstruktionen für Transmissionen.

Von **F. Wilcke.**

(Mit Abbildungen, Fig. 28—30[1])*

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Auch das bekannte „Bamag"-Sparlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau darf in der Reihe der für schwere Transmissionen besonders geeigneten Lagertypen nicht unerwähnt bleiben. Auch bei ihm wird die Unterschale p, Fig. 28, von einem allseitig geschlossenen Behälter v_1 für Schmieröl aufgenommen. Ein oder mehrere Ringe hängen in dem Lager auf der Welle, tauchen in den Ölbehälter v_1 hinein und führen das an ihnen haftende Öl bei ihrer durch die Reibung hervorgerufenen Drehung auf die Welle. Durch Schmiernuten, die in geeigneter Weise geführt sind, wird das Öl auf die ganze Lagerstelle gleichmäßig verteilt und gelangt

[1]) Vgl. Heft 23 u. 24, 1907.

Digitized by Google

schließlich wieder in den Ölbehälter zurück, um von neuem emporgehoben zu werden.

Die Sohlen u der Stehlager sind so eingerichtet, daß die Köpfe der Lagerbefestigungsschrauben soweit in diese hineingezogen werden können, daß sich die Lager auf den Sohlplatten verschieben lassen.

Infolge der Formen der Lagerschalen ist das Lager selbstdichtend, es läßt weder durch die Teilfugen, noch an den Enden Öl heraustreten und zwar ohne Anwendung besonderer Dichtungsmittel, Abstreich- und Abschleudereinrichtungen.

Beim Lager nach Fig. 28 kann der Mittelpunkt nur horizontal verstellt werden, auch haben Lager dieser Bauart bis 160 mm Bohrung einen, solche von mehr als 160 mm zwei geteilte Schmierringe. Die Wellen müssen beim Einbau solcher Lager eingeschabt werden, auch legt man sie zweckmäßig durch Bunde fest, die auf die Wellen aufgeschweißt oder warm aufgezogen sind. Lager dieser Art werden für Wellen von 30 bis 300 mm Stärke gebaut; daneben kommt ein zweiter Typ mit besonders langen Lagerschalen zur Ausführung, der speziell für Wellen mit hoher Umlaufszahl berechnet ist. Des Vergleiches halber mögen hier die Hauptabmessungen beider Typen (Fig. 28) für 160 mm Bohrung gegenübergestellt sein.

Es stellt sich	Normales Sparlager	Langes Sparlager
die Bohrung des Lagers	100 mm	100 mm
die Länge der Schale	240 „	300 „
die Länge des Körpers	310 „	370 „
Lagerhöhe	140 „	140 „
Fußplatten:		
Länge	450 „	450 „
Breite	190 „	190 „
Stärke	50 „	50 „
Lagerfußschrauben-Entfernung	340 „	340 „
Lagerfußschrauben-Durchmesser	29 „	29 „
Gewicht des Lagers ca.	93 kg	115 kg

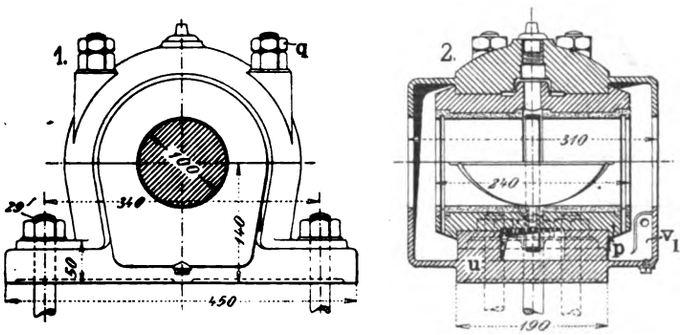


Fig. 28. Z. A.: Neuere Lagerkonstruktionen.

Sind achsiale Drücke aufzunehmen, wie sie z. B. bei konischen Rädern auftreten, so werden die Transmissionslager unmittelbar neben den Rädern als Kammlager ausgeführt.

Ein sehr gutes Beispiel eines solchen Lagers gibt Fig. 29, die ein Bamag-Kamm-Sparlager mit aushebbaren Rotguß- oder Weißmetallschalen wiedergibt.

Auch bei diesem Lager kann der Mittelpunkt nur horizontal verstellt werden, und die Wellen sind einzuschaben. Konstruktiv gleicht das Kammlager dem gleichartigen normalen Lager bis auf die Kammrillen und die Länge der Schale, die sich mit der der Schale des langschaligen Lagers der Bamag-Bauart deckt. Die Rillen sind seitlich gefüttert und etwas tiefer geschnitten als die Kämme der Welle. Zwei Ringe führen der Laufstelle das Schmiermaterial zu, und ein System von Nuten sichert die Verteilung der Schmiere. Wie vorher ist der Ölsack mit dem Gehäuse in einem Stück gegossen, und eine Schraube ermöglicht das Ablassen des ausgenutzten Öles.

Die Kämme sollen jede Horizontalverschiebung der Welle im Lager hindern, ihre Anzahl wird dem auftretenden Drucke entsprechend bemessen.

Ausgeführt werden solche Kammlager für alle Wellendurchmesser von 50 mm aufwärts, auch liefern einige Firmen die Lager mit nur einem Schmierring; sie gruppieren die Kammrillen dann rechts und links vom Ringe zu zwei und drei Stück je nach der Größe der Lager.

Um dem Leser einen Vergleich der Dimensionen eines derartigen Kammlagers mit einem Lager der Bauart Fig. 291. Heft 23 u. Fig. 28 zu ermöglichen, sei darauf hingewiesen, daß für ein 100 mm Kammlager der Bamag-Bauart folgende Abmessungen gelten:

Länge der Schalen	300 mm
Länge des Körpers	370 „
Lagerhöhe	140 „
Fußplatten:	
Länge	450 „
Breite	190 „
Stärke	50 „
Gewicht zirka	120 kg

Das Ringschmierlager „Lipsia“ von Gebr. Wetzel in Leipzig-Plagwitz möge hier als der letzte Vertreter der für schwere Belastung berechneten Transmissionslager Erwähnung finden. Sein Charakteristikum ist der gezahnte, zwangläufig geführte Schmierring v, Fig. 30.

Schmierringe dieser Form gewähren den Vorteil, daß sie selbst bei der kleinsten Umlaufszahl der Welle und unter den ungünstigsten Verhältnissen, z. B. bei sehr dickflüssigem Öl, noch transportieren. Die Anwendung solcher gehärteter Ringe aus Federstahl gewährt also die Sicherheit, daß die Welle unter allen Umständen Öl erhält. Heißlaufen ist also ausgeschlossen und damit auch jede Betriebsgefahr.

Wie man aus Fig. 30 erkennt, besteht jeder dieser Ringe v aus zwei Teilen, dem glatten Mantelring und dem mit ihm verbun-

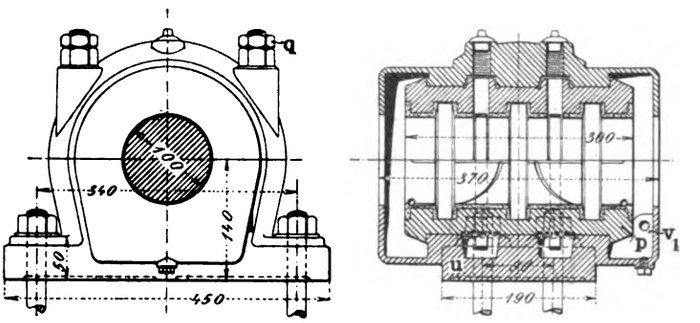


Fig. 29. Z. A.: Neuere Lagerkonstruktionen.

denen gewellten Kernringe. Der letztere läuft auf einem mit der zu schmierenden Welle fest verbundenen ebenfalls gewellten Mitnehmerringe w aus Federstahl. Der auf der Welle befindliche Ring w ist zweiteilig und so auf ihr festgeklemmt, daß er sich in der Längsrichtung verschieben kann; er nimmt den Ring v mit, und dieser wiederum hebt das Schmiermaterial aus dem Ölsacke v_1 in einen Ölbehälter, der über der Welle in der Mitte des Lagerdeckels o vorgesehen ist.

Im Ölbehälter des Deckels o befindet sich ein ges. gesch. pendelnd aufgehängter Abstreicher h, der das Öl vom Ringe abstreicht. Es fließt in die seitlich am Behälter angeordneten und aus Skz. 2, Fig. 30 ersichtlichen Ölkammern, die sich in Öffnungen der Oberschale p_1 bis auf die Welle fortsetzen. Schmiernuten, die von diesen Öffnungen ausgehen, verteilen das Öl gleichmäßig über die ganze Tragfläche des Lagers. An den Enden der Schalen $p\,p_1$ leiten sogen. Abstreichnuten das von der Welle abfließende, ausgenutzte Öl zwei Bohrungen in der Unterschale p zu. Die Bohrungen wiederum führen das Öl in den Ölsack v_1 zurück. So erscheint ein vollständiger Kreislauf des Schmiermaterials durch das Lager gesichert.

In welchem Umfange bei diesem Lager die Ölbewegung vor sich geht, mag die Tatsache erhärten, daß durch Versuche ein stündlich hundertmaliger Kreislauf festgestellt wurde. So betrug z. B. an einem Lager von 110 mm Bohrung, bei 180 Umläufen der Welle in der Minute die durch den Ring geförderte Ölmenge in der Stunde 225 l.

Im übrigen werden diese Lager mit festen und aushebbaren Lagerschalen $p\,p_1$ mit Weißmetall- oder Phosphorbronzefutter ausgerüstet. Die Befestigungsschrauben q

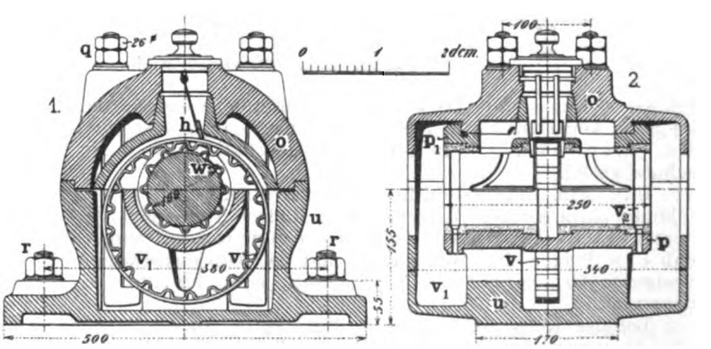


Fig. 30. Z. A.: Neuere Lagerkonstruktionen.

für den Deckel o sind als Hakenschrauben gedacht und legen sich mit ihren Köpfen gegen entsprechende Vorsprünge an den Tragstöcken der Unterschale p. Die Schrauben q greifen also nicht durch den Ölsack v_1 hindurch. Seitlich an diesem ist dann ein sogen. Ölstandsanzeiger angeordnet, dessen Glasgefäß eine ununterbrochene Kontrolle des Ölstandes im Ölsacke v_1 erlaubt. Der Ölstandsanzeiger trägt eine kleine Schraube, nach deren Lösen man mit einem Draht durch die Zuflußöffnung in den Ölsack v_1 hineinstoßen kann, wenn sich die Durchflußöffnung etwa verstopft hat.

Des Vergleiches halber sollen auch von diesem Typ im fol-

Digitized by Google

genden die wichtigeren Daten für ein Lager von 100 und eins von 250 mm Bohrung gegeben werden.

Bohrung	100 mm	250 mm
Traglänge der Lagerschalen	250 mm	550 mm
Baulänge des Lagers	340 „	680 „
Lagerhöhe	155 „	260 „
Fußplatten-Länge	500 „	800 „
Fußplatten-Breite	170 „	350 „
Fußplatten-Stärke	55 „	90 „
Schrauben-Längsentfernung	380 „	640 „
Schrauben-Querentfernung	—	220 „
Schrauben-Stärke	29 „	39 „
Gewicht mit festen Schalen in kg ca.	87	650
Gewicht mit heraushebbaren Schalen in kg ca.	92	670

(Fortsetzung folgt.)

Dreiachsiger Motor-Lastzugwagen.

(Mit Abbildung, Fig. 31.)

Nachdruck verboten.

Der prinzipielle Streit um die Vor- und Nachteile des dreiachsigen Motor-Lastzugwagens ist noch nicht geklärt und trotzdem arbeiten die Vertreter dieses für Straßenzüge sicherlich zukunftsreichen Systems unbeirrt an seiner weiteren Ausgestaltung. Eine wichtige Neuerung hat in dieser Beziehung die französische Société Ed. Surcouf & Cie in Billancourt geschaffen und unter Patentschutz gestellt.

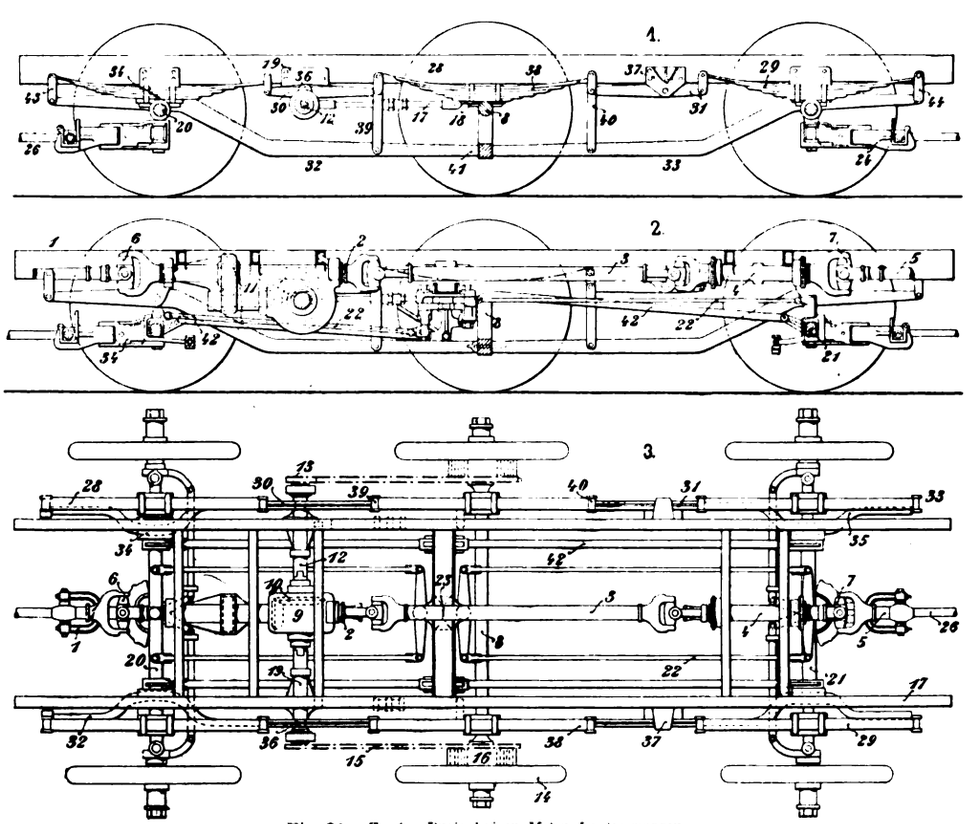


Fig. 31. Z. A.: Dreiachsiger Motor-Lastzugwagen.

Ihre Erfindung besteht in der eigenartigen konstruktiven Durchbildung eines solchen Wagens mit 6 Rädern für einen Straßenzug, dessen sämtliche Wagen dadurch zu Triebwagen gemacht sind, daß ein Wagen den Motor trägt und die Antriebsbewegung durch geeignete Organe auf die Triebachsen jedes der übrigen Wagen überträgt.

Bei der Konstruktion des in Fig. 31 in Außen-, Innenansicht und Grundriß dargestellten, mit der Neuerung versehenen dreiachsigen Kraftwagens wurde ein besonderes Augenmerk auf Umkehrbarkeit der Fahrrichtung und korrekte Drehbewegungen gerichtet. Die Aufhängung ist derart, daß die Last sich möglichst gleichmäßig auf alle drei Achsen verteilt, damit alle Räder jederzeit gleich große Reibung am Boden finden, wenn auch der Weg noch so unregelmäßig ist. Bemerkenswert ist ferner eine Einrichtung, derzufolge alle Wagen des Zuges sowohl bei Vorwärts- als Rückwärtsfahrt genau in der Bahn des Hauptwagens fahren.

Die Antriebsbewegung wird durch eine sich vom einen bis zum anderen Ende des Zuges hinziehende Welle auf die einzelnen Wagen verteilt. In dem dargestellten Chassis ist die Welle aus den Stücken 2, 3, 4 zusammengesetzt, die durch Kardangelenke untereinander verbunden sind. Die beiden Enden 6 und 7 jeder so zusammengesetzten Triebwelle eines Wagens sind durch je eine Stange veränderlicher Länge mit den entsprechenden Wellenenden der beiden angrenzenden Wagen des Zuges verbunden. Die auf das Ende jeder dieser Stangen aufgesetzten Kappen müssen alle in der gleichen Ebene liegen und gleichen Abstand von der Triebachse 8 haben, damit die Bewegung der Wellenstücke 2, 3, 4 jedes Wagens in den Kurven die gleiche ist.

Die Triebwelle wird vom Motor des führenden Wagens in Drehung versetzt. Auf das Stück 2 dieser Welle (Skz. 2), die das Gehäuse 9 des Differentialgetriebes 10 durchsetzt, ist ein Zahnrad aufgekeilt, das eine zweite Welle 11 antreibt, die ihrerseits mittels eines Kegelräderpaares die das Differential 10 und die Kettenräder 13 tragende Querwelle 12 in Bewegung setzt. Diese Kettenräder übertragen die Bewegung mittels zweier Ketten 15 und über Ausgleichfedern, die in den Schutzhülsen 16 der Achse 8 eingeschlossen sind, auf die Triebräder 14. Diese Federn sollen dem Rutschen des Wagens in den Kurven vorbeugen. Das Studium der kinematischen Verhältnisse der Zugbewegung hat nämlich ergeben, daß bei zunehmender Wegkrümmung die Weglänge (die Entfernung zweier aufeinander folgender Triebachsen voneinander, in der Kurve gemessen) abnimmt, dagegen bei abnehmender Krümmung wächst.

Die angehängten Wagen müßten also, um ihren Abstand einzuhalten, im ersten Falle vorwärts, im letzteren rückwärts gleiten.

Die Ausgleichfedern kann man in den Naben der Leiträder unterbringen — und dann müssen es zwei sein — oder man ordnet sie auf der Transmission an, die zwischen Haupttriebwelle und Differential eingeschaltet ist. In diesem Falle kommt man mit einer einzigen Feder aus. Jede Spiralfeder ist einerseits mit der Triebwelle verbunden und nimmt das Rad mit ihrem anderen Ende mit. Ihr Drehwinkel muß etwa $^3/_4$ Umdrehung betragen, und ihr Höchstmoment muß so groß sein, daß sie sich bei der größten Wegneigung (etwa 10%) noch nicht ganz festzieht. Die Bewegung der Achse zur Feder ist durch zwei Anschläge begrenzt, damit die Feder nicht überspannt wird.

Wenn man die Ausgleichung auf die Transmission von der Welle auf das Differential setzt, kann man sie sowohl auf der die Kardanstange — wenn eine solche vorhanden ist — antreibende Welle anordnen, als auch auf der Kardanstange selbst, ebensogut aber auch am Differential oder an irgend einem Punkt zwischen diesem und der Triebwelle.

Man könnte die Feder-Ausgleichvorrichtungen auch durch Reibungskompensatoren ersetzen, die der Triebwelle gestatten, sich zu drehen, ohne die Räder mitzunehmen, wenn der Widerstand eine bestimmte Grenze überschreitet.

Diese Ausgleichvorrichtungen erfüllen außer der speziellen Aufgabe, für die sie bestimmt sind, noch die, daß sie die Kraftübertragung auf die Achsen außerordentlich sanft wirken lassen. Allein aus diesem Grunde sind sie schon in allen Fällen unentbehrlich, in denen die Antriebskraft von einem der für Kraftwagen allgemein verwendeten Explosionsmotoren geliefert wird.

(Schluß folgt.)

Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

Von **Ottomar Schmiedel**, Oberingenieur in **Leipzig**.

(Mit Abbildung, Fig. 32.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Beton gehört zu den Baustoffen, die keine Proportionalitätsgrenze haben, d. h. bei denen die elastischen Längenänderungen in keiner geradlinigen Proportion zu den Spannungsänderungen stehen. Der Elastizitätsmodul E hat bei diesen Baustoffen einen mit der Spannungsgröße und dem Spannungsvorzeichen (Zugspannung oder Druckspannung) veränderlichen Wert. Für Baustoffe dieser Art gilt hinsichtlich ihrer Dehnungen das „Potenzgesetz", wonach die Dehnung des Stoffes unter Zugrundelegung eines konstanten Wertes E_0 sich proportional der n-ten Potenz der Spannung ändert. Es muß also sein:

$$\varepsilon = \frac{1}{E_0^{n}} \cdot \sigma^{n}.$$

Daraus folgt:

$$\sigma = \sqrt[n]{E_0 \cdot \varepsilon}.$$

Der Exponent n hat für Beton etwa den Mittelwert 1,15, so daß sich der Verlauf der Spannungslinie vom Neutralfaser-Punkt N aus wie in Fig. 32, Skz. 1 durch die Kurve N G D dargestellt ergibt.

Digitized by Google

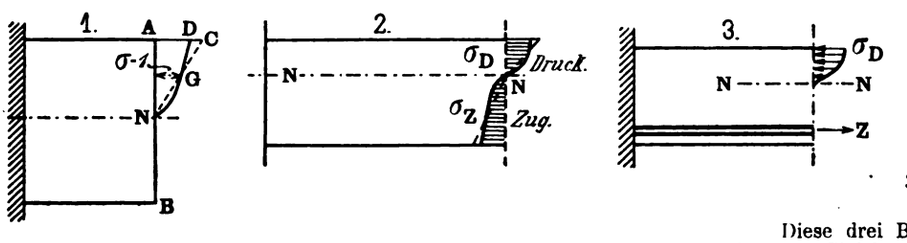
Würde der Exponent die Größe 1 annehmen, d. h. läge ein dem Flußeisen oder Stahl gleichartiges Material vor, so wäre

$$\sigma = E_1 \cdot \varepsilon ,$$

und da ε sich bekanntlich nach der Geraden ändert, so müßte auch die Spannungslinie für σ eine Gerade sein. Diese Gerade (N C in Fig. 32, Skz. 1) schneidet sich mit der Kurve N D für $\sigma = 1$ bei Punkt G; denn für $\sigma = E_1 \cdot \varepsilon = 1$ ist auch $\sqrt[n]{E_1 \cdot \varepsilon} = \sqrt[n]{1} = 1$. Wird Beton auf Zug beansprucht, und würde man ungefähr den zehnten Teil der Elastizitätsziffer für Druck als Elastizitätsmodul einsetzen, so gilt für die Zugspannungen *) $\sigma_z = \sqrt[n]{\frac{E_1}{10}} \cdot \varepsilon$.

Aus der Gleichgewichtsbedingung, nach der die Druckkräfte $\Sigma \sigma_D$ gleich den Zugkräften $\Sigma \sigma_z$ sein müssen $\left(\Sigma \sqrt[n]{E_1 \cdot \varepsilon} = \Sigma \sqrt[n]{\frac{E_1}{10} \cdot \varepsilon}\right)$, ergibt eine Überlegung ohne weiteres, daß die Neutralachse oder Nullinie (N—N) nicht mit der Schwerachse zusammenfallen kann, sondern nach der Seite des größeren Elastizitätsmoduls wandert. Die Verteilung der Spannungen im Querschnitt eines auf Biegung beanspruchten Betonbalkens ohne Eiseneinlagen wird sich mithin gemäß Fig. 32, Skz. 2 gestalten.

Der Wert E_0 hat je nach dem Mischungsverhältnis des Betons sowie je nach seiner Erhärtung eine verschiedene Größe. Diese schwankt für Druck angenähert zwischen 200 000 kg/qcm und 460 000 kg/qcm. Nach den amtlichen Vorschriften soll im allgemeinen das Verhältnis der beiden Elastizitätszahlen von Eisen



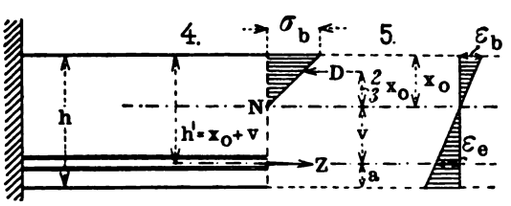


Fig. 32. Z. A.: Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

zu Beton mit 15 angenommen werden; das würde einem Elastizitätsmodul des Betons von $\frac{2150000}{15} = \backsim 143500$ kg qcm entsprechen, wenn der Wert E vom Flußeisen zu 2 150 000 eingesetzt wird. Es würde den wirklichen Verhältnissen indes näher kommen, wenn das Verhältnis zu 10 angenommen werden würde, da dieser Verhältniszahl die Betonelastizitätsziffer $\frac{2150000}{10} = 215000$ entspräche. Selbst dieser Wert nähert sich noch der unteren Grenze von E_0.

Aus dem bisher Gesagten geht hervor, daß bei Vernachlässigung der Zugkräfte im Beton die Spannungsverteilung im Querschnitt des auf Biegung beanspruchten Trägers nach Fig. 32, Skz. 3 zu berücksichtigen ist.

Die amtlichen Vorschriften gestatten nun eine weitere Vereinfachung, die der Tragfähigkeit nur zu Gute kommt: es darf nämlich der Exponent n von σ gleich 1 gesetzt werden, so daß als Spannungsdiagramm ein Dreieck (NAC der Fig. 32, Skz. 1) folgt. Durch diese Annahme wird die Beanspruchung der äußersten Betonfaser rechnerisch größer ermittelt, als sie es tatsächlich sein wird; dieser Größenunterschied ist ziemlich bedeutend, da die gestattete Maximalbeanspruchung des Beton ungefähr $\sqrt[n]{40} = \backsim 25$ kg/qcm beträgt und sich dann nur 40 kg/qcm tatsächlicher Beanspruchung ergeben.

Das der Berechnung zugrunde zu legende Spannungsverteilungsbild ist durch Fig. 32, Skz. 4 dargestellt.

Fig. 32, Skz. 5 zeigt das Bild der eintretenden Längenveränderungen.

Für die weitere Berechnung seien folgende Bezeichnungen eingeführt:

E_b = Elastizitätsmodul für Beton,
E_e = „ „ Eisen,
σ_b = Maximalbeanspruchung im Beton,
σ_e = Querschnittsbeanspruchung in den Eiseneinlagen,
ε_b = Dehnung der äußersten Betonfaser,
ε_e = „ in der Faser der Schwerlinie der Eiseneinlagen,
x_0 = Nullinienabstand von der äußersten gedrückten Betonfaser,
v = Schwerlinienabstand der Eiseneinlagen von der Nullinie,
a = Schwerlinienabstand der Eiseneinlagen von der äußersten Betonfaser der Zugzone,
h = Betonbalkenhöhe,
h' = Schwerlinienabstand der Eiseneinlagen von der äußersten gedrückten Betonfaser,
b = Betonbalkenbreite,
M = Biegungsmoment der äußeren Lasten,
f_e = Eisenquerschnitt bei der Balkenbreite b.

Unter Hinweis auf Fig. 32, Skz. 4 u. 5, sowie die früher entwickelten Grundsätze muß nun sein:

$$D = \frac{\sigma_b \cdot x_0}{2} \cdot b ; \quad Z = f_e \cdot \sigma_e ; \quad D = Z$$

1) $$\frac{\sigma_b \cdot x_0}{2} \cdot b = f_e \cdot \sigma_e .$$

$$D \cdot \frac{2}{3} x_0 + Z \cdot v = M$$

$$M = \frac{\sigma_b \cdot x_0}{2} \cdot b \cdot \frac{2}{3} x_0 + f_e \cdot \sigma_e \cdot v$$

2) $$M = \frac{\sigma_b \cdot x_0^2}{3} \cdot b + f_e \cdot \sigma_e \cdot v ,$$

$$\varepsilon_b : x_0 = \varepsilon_e : v ;$$

$$\varepsilon_b = \frac{1}{E_b} \cdot \sigma_b ; \quad \varepsilon_e = \frac{1}{E_e} \cdot \sigma_e ,$$ folglich:

$$\frac{1}{E_b} \cdot \sigma_b : x_0 = \frac{1}{E_e} \cdot \sigma_e : v ,$$

$$\frac{v \cdot \sigma_b}{E_b} = \frac{x_0 \cdot \sigma_e}{E_e} ;$$

3) $$\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{E_e}{E_b} \cdot \frac{v}{x_0} .$$

Diese drei Bedingungsgleichungen folgen aus den allgemein bekannten Gleichgewichtsbedingungen ($\Sigma H = o$ $\Sigma M = o$) sowie aus dem durch Fig. 32, Skz. 5 dargestellten Dehnungsgesetz. Das Verhältnis $\frac{E_e}{E_b}$ setzen wir gleich m, sodaß die dritte Bedingungsgleichung auch lautet: $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = m \cdot \frac{v}{x_0}$.

Aus Bedingungsgleichung 1 läßt sich folgern: $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{x_0 b}{2 f_e}$;

mithin: $m \frac{v}{x_0} = \frac{x_0 b}{2 \cdot f_e}$.

Für v kann man nun gemäß Fig. 32, Skz. 4 setzen $h' - x_0$, somit:

$$m \cdot \frac{h' - x_0}{x_0} = \frac{x_0 b}{2 f_e} ,$$

$$m h' - m x_0 = x_0^2 \cdot \frac{b}{2 f_e} ,$$

$$x_0^2 + m \cdot \frac{2 f_e}{b} \cdot x_0 - m h' \cdot \frac{2 f_e}{b} = o ,$$

$$x_0 = - m \frac{f_e}{b} + \sqrt{m^2 \cdot \frac{f_e^2}{b^2} + m \cdot h' \cdot \frac{2 f_e}{b}} ,$$

$$x_0 = m \cdot \frac{f_e}{b} \left(\sqrt{1 + \frac{2 \cdot b \cdot h'}{m f_e}} - 1 \right) .$$

Aus Bedingungsgleichung 1 ergibt sich $\sigma_e = \frac{\sigma_b \cdot x_0}{2 f_e} \cdot b$.

Setzt man diesen Wert in Bedingungsgleichung 2 ein, so resultiert: $M = \frac{\sigma_b x_0^2}{3} \cdot b + \frac{\sigma_b \cdot x_0}{2} \cdot b \cdot v = \frac{\sigma_b x_0 b}{6} (2 x_0 + 3 v)$,

$$M = \frac{\sigma_b x_0 b}{6} (2 x_0 + 3 h' - 3 x_0) = \frac{\sigma_b x_0 b}{6} (3 h' - x_0) ,$$

$$M = \frac{\sigma_b x_0 b}{2} \left(h' - \frac{x_0}{3} \right) ; \quad \sigma_b = \frac{2 M}{x_0 b \left(h' - \frac{x_0}{3} \right)} .$$

Setzt man diesen Ausdruck in den oben für σ_e gefundenen ein, so folgt: $\sigma_e = \frac{2 M x_0 b}{2 f_e x_0 b \left(h' - \frac{x_0}{3} \right)} = \frac{M}{f_e \left(h' - \frac{x_0}{3} \right)}$.

Durch Ermittelung der Werte x_0, σ_b und σ_e ist nun die Aufgabe der Untersuchung eines gegebenen Querschnittes gelöst, wobei zunächst allerdings in den Formeln die Größen h' und f_e als bekannt vorausgesetzt sind. Da aber die Aufgaben der Praxis in erster Linie auf die Ermittelung dieser Größen hinauslaufen, so müssen sie entweder versuchsweise angenommen und alsdann nach Berechnung von x_0, σ_b und σ_e korrigiert werden, oder man nimmt umgekehrt die gewollten Maximalwerte σ_b und σ_e an und berechnet danach die erforderlichen Materialdicken.

*) **Die Annahme der Zugelastizitätsziffer zu $\frac{1}{10}$ der Druckelastizitätsziffer ist nicht als feststehend anzusehen. Bei ganz geringen Beanspruchungen sind die Werte einander sogar ziemlich gleich. Mit wachsender Beanspruchung nehmen die Elastizitätsziffern ab und zwar bei Zug wesentlich rascher als bei Druck, sodaß schließlich die obige Angabe $\left(E_z = \frac{E_0}{10}\right)$ erreicht wird. Versuche haben über die Zugelastizitätsziffer die verschiedensten Resultate ergeben, je nach der Art des Beton.**

Digitized by Google

Schlagen wir den letzteren Weg ein und setzen $\sigma_b = 40$ kg/qcm und $\sigma_e = 1200$ kg/qcm (Höchstwert für Flußeisen) *), so können wir schreiben:

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{x_0 \, b}{2 f_e} = \frac{1200}{40} = 30 .$$

Soll ferner: $\frac{E_e}{E_b} = m = 15$ sein, so folgt weiterhin:

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = m \cdot \frac{y}{x_1} = 15 \cdot \frac{y}{x_0} = 15 \, \frac{h' - x_0}{x_0}$$

also: $30 = \frac{15 \, (h' - x_0)}{x_0}$; $30 \, x_0 = 15 \, h' - 15 \, x_0$ und $x_0 = \frac{h'}{3}$.

Diesen Wert in die Gleichung für σ_b eingesetzt, folgt:

$$\sigma_b = \frac{2 M}{\frac{h'}{3} \cdot b \left(h' - \frac{h'}{9} \right)} = \frac{27 \cdot M}{4 \cdot b \, h'^2} .$$

Für $\sigma_b = 40$ kg/qcm ist dann $h' = \sqrt[2]{\frac{M}{40 \cdot b} \cdot \frac{27}{4}}$.

Ist das Moment für eine Belastungsbreite von 100 cm bestimmt, so resultiert schließlich:

$$h' = \sqrt[2]{\frac{27 \cdot M}{16000}} = \frac{5{,}196}{126{,}5} \cdot \sqrt{M} = 0{,}0411 \, \sqrt{M} \text{ cm} .$$

(Fortsetzung folgt.)

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Leerlaufbüchse, Leerlaufscheibe und Ankerplatten

von **J. G. Kayser** in **Nürnberg.**

(Mit Abbildungen, Fig. 33—36)

Nachdruck verboten.

II.

Die in Heft 23 des vorigen Jahres anhand der Fig. 298 beschriebene Leerlaufbüchse, wie auch die Leerlaufscheibe mit selbsttätiger Ölzirkulation nach Fig. 299 desselben Heftes sind aus folgenden Erwägungen heraus entstanden:

Das Schmiermaterial, wie Öl oder konsistentes Fett fließt bei der Rotation der Leerscheiben nach außen, statt zu den Laufflächen und wird durch die Zentrifugalkraft an den Anlaufflächen der Nabe und an den Kanten der Stellringe abgeschleudert, wodurch die nächste Umgebung nicht nur verunreinigt, sondern oft auch direkt beschädigt wird. Ebenso werden die auf den Scheiben laufenden Riemen durch das abspritzende Öl unbrauchbar oder verlieren wenigstens durch das straffe Nachspannen, das zur Verhinderung des Gleitens wegen des abgespritzten Öls notwendig wird, an Haltbarkeit und an Lebensdauer. Ein weiteres Übel, das bei großer Tourenzahl und bei lang anhaltendem oder sich oft wiederholendem Leerlauf unvermeidlich wird, ist das Heißlaufen, dem, um schlimmere Folgen abzuwenden, nur abgeholfen werden kann, indem der Riemen während des Ganges von der Scheibe abgeworfen wird, oder, wenn dies wegen evt. Gefahr nicht möglich ist, der ganze Betrieb abgestellt wird. Durch Heißlaufen nützen sich außerdem die Laufflächen der Scheibe und der Welle ab und erfordern dann, abgesehen von dem durch Stillstand der betreffenden Maschine entstehenden Verlust, zeitraubende Reparaturen.

Fig. 33.

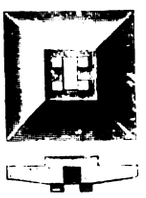


Fig. 34.

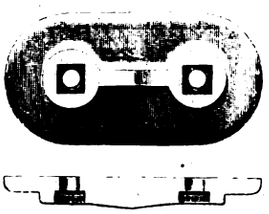


Fig. 35.

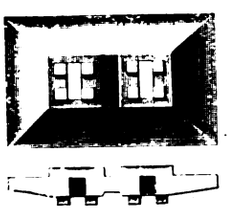


Fig. 36.

Z. A.: Leerlaufbüchse, Leerlaufscheibe und Ankerplatten.

Alle diese Übelstände sucht die beschriebene Leerscheibe mit selbsttätiger Schmiervorrichtung auf der Welle zu beseitigen. Die Scheibe kann auf jeder neuen oder alten, ja selbst schon eingelaufenen Welle oder Zapfen ohne Änderung angebracht werden, und dabei fallen die sonst erforderlichen Schmiervasen und Stellringe weg, indem die Schmiervorrichtung sich in der Nabe selbst befindet. Die Anordnung erfolgt ohne Bund usw. ganz freilaufend.

Hinsichtlich der Wirkungsweise der Vorrichtung wäre zu bemerken, daß, wenn man bei der Schraube f die Ölkammer bis in die Höhe der Laufbüchse mit Öl füllt, dieses bei der Rotation der Riemenscheibe durch Adhäsion an der Drehung teilnimmt. Unter der Einwirkung der Zentrifugalkraft entsteht an der äußersten Peripherie im Innern der Ölkammer eine Art Ölring, von dem durch den auf der feststehenden Büchse c angeordneten Ölfänger d fortgesetzt Material weggenommen wird, um durch die Bohrung des Ölfängers und die Kanäle der Büchse den Nuten und somit auch den Laufflächen der Nabe zugeführt zu werden.

Auf diese Weise erhalten alle reibenden Teile soviel Öl, als sie überhaupt zwischen sich aufzunehmen vermögen. Das überschüssige Öl fließt, nachdem es die Laufflächen geschmiert hat, von den Kanten der Innennaben in die umgebende Ölkammer zurück, um sich von neuem, an den konischen Wänden entlanggleitend, in der Rinne der Ölkammer anzusammeln und zwischen die Laufflächen getrieben zu werden. Die Enden der Büchse c sind nutenförmig eingedreht, damit das an den Nabenenden abgeschleuderte oder abtropfende Öl nicht zwischen Ölkammer und Laufbüchse austritt.

Die beschriebene Schmiervorrichtung läßt sich natürlich auch für andere rotierende Maschinenteile, wie Auslösekupplungen usw., adaptieren, sie funktioniert gleich gut für rechte wie linke Drehrichtung. Ebenso ist bei ihrer Anwendung das Heißlaufen selbst bei ununterbrochenem Betrieb ausgeschlossen, und da keine Abnützung stattfindet, fallen somit auch die Reparaturen weg.

Die von Kayser eingeführten Ankerplatten werden als Wandankerplatten nach Fig. 33 u. 35 und als Fundamentankerplatten nach Fig. 34 u. 36 ausgeführt. In beiden Fällen unterscheidet man zwischen einfachen Fig. 33 u. 34 und doppelten Fig. 35 u. 36. Die Köpfe der Ankerscheiben erscheinen stets geführt und gegen Verdrehen gesichert, auch ist bei den doppelten Platten für genügende Versteifung Sorge getragen.

Die gangbaren Dimensionen der Platten ergeben sich aus nachstehender Tabelle.

Anker-durchmesser	Wandankerplatten einfache (Fig. 33 u. 35) Durch-messer	Gewicht	doppelte (Fig. 34 u. 36) Lochent-fernung	Gewicht zirka	Einfache Fundament-Ankerplatten Seite der Platte	Funda-ment-Lochweite	Gewicht zirka
mm	mm	kg	mm	kg	mm	mm	kg
13	130	1,4	110	2,5	120	35	1,5
16	140	1,8	125	3,7	140	40	2
20	160	2,3	140	5,2	160	50	3
23	180	3	160	7	180	60	4,7
26	200	4,3	180	9,2	200	70	6,5
30	220	5,8	180	12	220	70	8,7
33	240	7,6	200	1,5	240	80	11
36	260	10	220	18,5	260	80	14
39	280	13	250	23	290	80	18
43	300	16,5	—	—	320	90	23
46	330	20	—	—	360	90	29

Neuartige Flanschenverbindung.

(Mit Abbildung, Fig. 37.)

Nachdruck verboten.

Wohl kaum ein Maschinenteil hat im Laufe der Jahre so wenig Umgestaltungen erfahren als der Schraubenbolzen. Noch heute bilden Kopf und Schaft den einen und die Mutter den anderen Teil, und Kopf wie Mutter sind nach innen oben abgeschnitten, um eine möglichst gute Auflage zu erreichen. Selbst nach Ersatz der sogen. Gegenmutter durch die Schraubensicherung trat keine Änderung der Schraubenteile ein, und wo sie versucht wurde, war kein Erfolg zu verzeichnen.

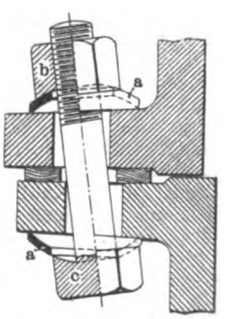


Fig. 37. Z. A.: Neuartige Flanschenverbindung.

Jetzt taucht in England, unter dem Schutz des engl. Patentes 45 807 vom 12. VII. 06 eine neuartige Flanschenverbindung auf, bei der die Schraubenköpfe c und Muttern b halbkugelig ausgehöhlte Bodenflächen besitzen, so daß zwischen sie und die zu verbindenden Flanschen als Kugelabschnitte ausgebildete Scheiben a untergelegt werden müssen.

Der Konstrukteur der Verbindung Thomas W. K. Washer in Surbiton hat sie speziell für solche Fälle geschaffen, in denen die Löcher in den zu verbindenden Flanschen verbohrt sind, oder wegen verschiedener Rohrweite (vgl. Fig. 37) nicht genau einander gegenüberliegen. Dann wird der Bolzen schräg (vgl. Skizze) durch die beiden Löcher gesteckt, und nur infolge der Kugelabschnitte darstellenden Unterlagscheiben a und der kugelig ausgeführten Bodenflächen des Kopfes c und der Mutter b ist eine feste Verbindung überhaupt möglich.

Von diesem Standpunkte aus betrachtet, dürfte der neuen Konstruktion ein großer Wert zuzumessen sein. Ob sie freilich auf die Dauer halten wird, darüber kann nur die Praxis entscheiden.

*) Nach den neuesten amtlichen Vorschriften soll die Eisenbeanspruchung nur noch höchstens 1000 kg/qcm betragen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 3. Begründet von W. H. Uhland. 30. Januar 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Ein Beitrag zur Kenntnis der Walzenzugmaschinen.

Von **Fritz Luhr** in **Mülheim**-Ruhr.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 7 und Abbildungen, Fig. 38 u. 39.)

Nachdruck verboten.

Zum Antrieb von Walzenstraßen werden meistens Dampfmaschinen benutzt; erst in den letzten Jahren ging man hier und da zur Verwendung von Gasmotoren und Elektromotoren zum dauernden Antrieb von Triostraßen oder Blechwalzwerken über.

Die Dampfmaschinen zum Walzenantrieb zerfallen in: 1. Schwungradmaschinen mit einem und mit mehreren Zylindern und in 2. Schwungradlose Maschinen.

b) Verbund-Schwungradmaschinen.

Solange man in Hüttenwerken niedrigen Kesseldruck verwendet, arbeiten diese Maschinen hinsichtlich des Dampfverbrauches relativ günstig. Durch Anwendung von Überhitzung läßt sich der Dampfverbrauch erheblich vermindern; dabei darf jedoch nicht übersehen werden, daß die durch Überhitzung erreichte Verringerung des Dampfverbrauchs noch lange nicht identisch mit einer Verminderung des Kohlenverbrauchs und noch weniger mit einer Gesamtersparnis ist.

Mit den höheren Kesseldrücken wachsen aber bei Einzylindermaschinen die Verluste durch Temperaturgefälle und Undichtheiten derart, daß die Ausnützung der Dampfarbeit in zwei Zylindern geboten ist. Derartige Maschinen vermindern die erwähnten Verluste ganz bedeutend und haben in sich die Bedingung größerer Gangruhe.

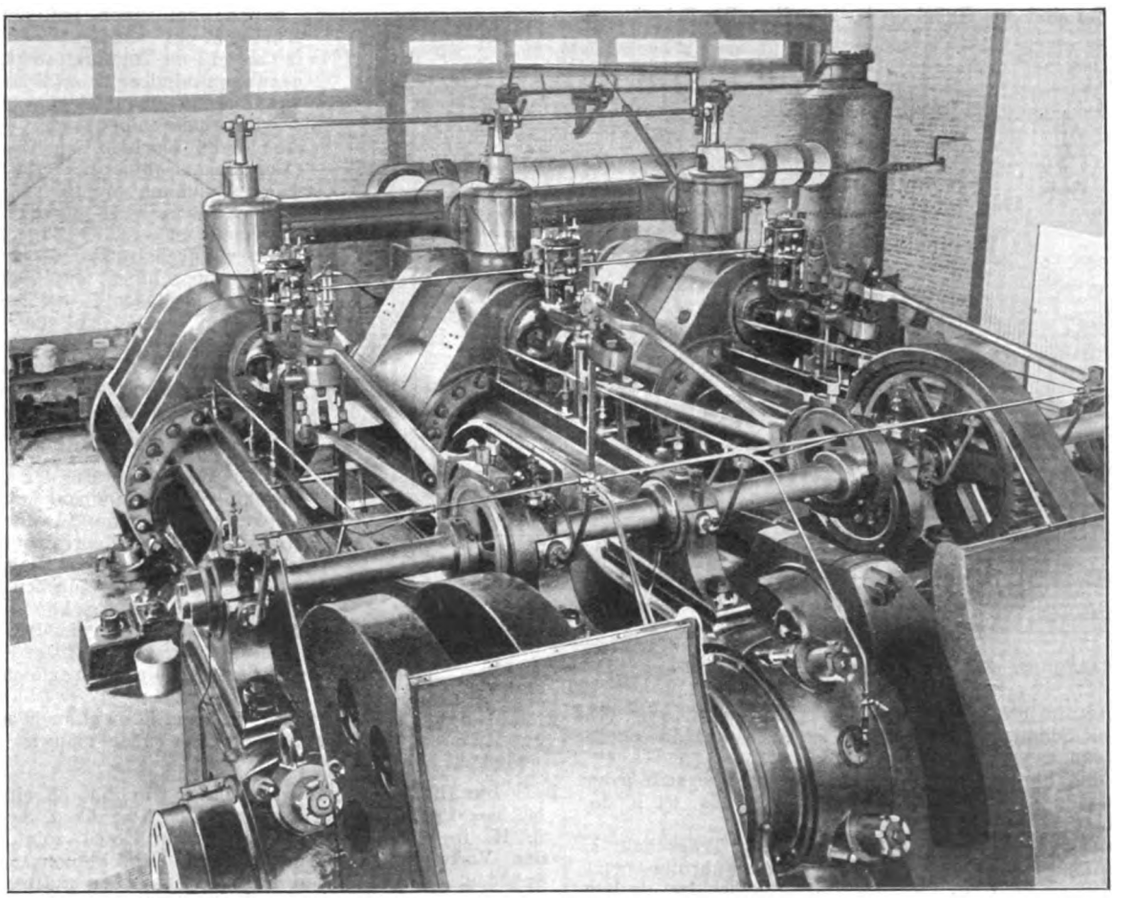


Fig. 38. Z. A.: Ein Beitrag zur Kenntnis der Walzenzugmaschinen.

1. Schwungradmaschinen.

a) Einzylinder-Schwungradmaschinen.

Die Schwungradmaschine mit einem Zylinder ist die älteste ihrer Art. Sie läuft stets in einer Richtung um und eignet sich daher nur zum Betrieb von Trio- oder Doppelduo-Straßen. Der Antrieb kann sowohl direkt in der Verlängerung der Kurbelwelle, als auch mittels Riemen oder Seil bewirkt werden. Die Maschinen arbeiten je nach dem Zweck entweder mit selbsttätig durch den Regulator veränderlicher Expansion oder mit einer Beeinflussung des Regulators von Hand, um die Tourenzahl der Maschine der jeweiligen Fabrikation anzupassen.

Um die plötzlich auftretenden großen Widerstände in den Walzwerken überwinden zu können und nicht zu große Zylinderabmessungen zu erhalten, sind die Maschinen mit einem besonders schweren Schwungrad ausgerüstet, so daß die Größe des Dampfzylinders nur den mittleren Walzwiderständen zu entsprechen braucht. Allerdings schwanken die Füllungen im Dampfzylinder innerhalb weiter Grenzen, so daß bei großen Füllungen der Arbeitsdampf am Ende noch eine hohe Spannung hat und es Schwierigkeiten bereitet, die Kondensation im Totpunkt sofort wirksam zu machen.

Der Natur der Verbundmaschinen gemäß sind sie allerdings nicht so steigerungsfähig wie die Einzylindermaschinen, der Dampf wird aber unter allen Umständen besser ausgenutzt und kann infolge seiner geringen Endspannung von der Kondensation leichter aufgenommen werden.

Die Verbundmaschine mit nebeneinander liegenden Zylindern bietet den Vorteil leichterer Zugänglichkeit der Dampfkolben sowie die Möglichkeit, im Notfalle mit einer Seite als Einzylindermaschine arbeiten zu können.

Im allgemeinen werden die Verbundmaschinen mit nebeneinander liegenden Zylindern nur dann angewandt, wenn der Antrieb mittels Riemen oder Seil erfolgt. Durch Anwendung einer Kröpfung in der Welle und durch dichtes Zusammenrücken der Dampfzylinder läßt sich jedoch auch die Anordnung so treffen, daß eine Straße direkt angetrieben werden kann, wie es Fig. 39 zeigt.

Hier ist eine 1200 PS Verbundmaschine zum Antrieb eines Drahtwalzwerks gezeichnet, das aus drei Triostraßen besteht, die parallel liegen; die Vorwalzen haben einen Durchmesser von 450 mm, die Walzen der mittleren Straße einen solchen von 380 mm und die der Fertigstraße 230 mm. Die Ge-

Digitized by Google

schwindigkeiten der drei Straßen sind folgende: 90, 250 und 550 Umdrehungen in der Minute.

Wegen des direkten Angriffs der Walzenstraße bei gleichzeitigem Antreiben mittels Riemen oder Seil, wie z. B. bei Drahtwalzwerken, wird aber meistens die Tandem-Maschine vorgezogen.

Die Zeichnungen Fig. 1—20, 22—30 und 38—40 auf Tafel 7 geben die wichtigeren Details einer Tandem-Walzenzugmaschine der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann wieder. Die Maschine besitzt einen Hochdruckzylinder von 750 mm Durchmesser, einen Niederdruckzylinder von 1100 mm Durchmesser und einen Kolbenhub von 1100 mm. Sie macht 70—100 Umdrehungen in der Minute und arbeitet mit einer Anfangsspannung von 10 At.

Die Steuerung der Maschine ist für den Hochdruckzylinder eine vom Regulator beeinflußte Ventilsteuerung; der Regulator ist mit einer Vorrichtung versehen, die es gestattet, die Umlaufzahl der Maschine während des Ganges innerhalb gewünschter Grenzen zu regeln.

Das Hauptlager (vgl. Fig. 23, Taf. 7) ist mit Weißmetall ausgegossen, vierteilig und einseitig durch Keil r nachstellbar. Die Schmierung geschieht mit Kalypsol, einem Fett, das sich im Walzwerksbetriebe gut bewährt hat. Die Lagerdeckelkonstruktion ist, wie Fig. 23 zeigt, äußerst einfach. Das Fett wird in den Hohlraum im Deckel eingebracht und nach Bedarf erneuert.

Der Kreuzkopfkörper (vgl. Fig. 33, Taf. 7) ist aus Stahlguß und die Gleitschuhe sind aus Gußeisen hergestellt. Die Schmierung

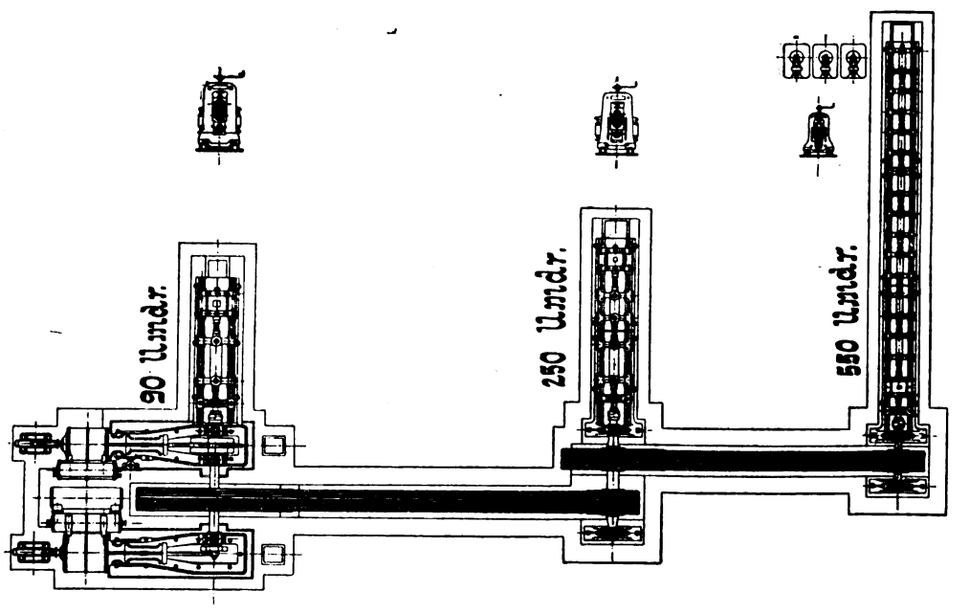


Fig. 39. Z. A.: Ein Beitrag zur Kenntnis der Walzenzugmaschinen.

des Zapfens erfolgt in bekannter Weise durch Posaunenrohr (l), und diese Art der Schmierung (Rohr h) ist auch auf die Gleitbacken o übertragen.

Die mittlere und hintere Kolbenstangenführung, die sich jeder Lage der Kolbenstange zwanglos anpassen, sind in Fig. 24 u. 25, Taf. 7 dargestellt.

Die mit einem zylindrischen Zapfen versehene Tragschale s, die mit Weißmetall ausgegossen wird, ist in einem Führungsbock t derart gelagert, daß sie sich um ihre horizontale Achse frei drehen kann. Vorn und hinten stützt sich die Tragschale auf je eine Spiralfeder u, die von unten durch Schrauben eingestellt wird. Durch diese Anordnung ist auch die Beweglichkeit in vertikaler Richtung ermöglicht, so daß die Schale ungehindert den Bewegungen der Kolbenstange folgen kann.

Die Länge der Schale ist so bemessen, daß die Kolben mit einem Flächendruck von ½ kg/qcm tragen und daß das übrige Gewicht von der Schale mit einem Flächendruck von 1,75 kg/qcm aufgenommen wird. Mit diesem Gewicht wird die Schale vor dem Einbau belastet, und die Schrauben resp. Federn werden genau eingestellt.

Eine neuere Walzenzugmaschine zeigt Fig. 37, Taf. 7. Diese hat einen Hochdruckzylinder g von 750 mm Durchmesser, einen Niederdruckzylinder f von 1050 mm Durchmesser und einen Kolbenhub von 1250 mm; sie macht 100 Umdrehungen in der Min. und leistet bei 8 At Spannung im Schieberkasten 100 Umdrehungen in der Min., Anschluß an die Kondensation normal ca. 800, maximal ca. 1400 PS. Die Maschine ist von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann gebaut und dazu bestimmt, auf jeder Seite ein Walzwerk anzutreiben. Die gekröpfte Kurbelwelle ruht in vier Lagern, und zu beiden Seiten der Kröpfung ist je ein Schwungrad vorgesehen, damit, wenn beim Walzen große Widerstände auftreten, in jedem Falle nur ein Teil der von den Schwungrädern abgegebenen Kräfte durch die Kröpfung zu übertragen ist und die auftretenden Stöße für diese gemildert werden.

Hoch- (f) und Niederdruckzylinder (g) haben Kolbenschiebersteuerung, f_1 und h_1. Die Expansionsschieber geben doppelte Eröffnung. Diese Steuerung besitzt den Vorzug, daß die Grundschieberstopfbüchsen dem Einfluß der hohen Dampfspannung entzogen werden. Fig. 31 u. 32 der Tafel zeigen einen Doppelkolbenschieber, von dem der eine Teil als Expansions-, der andere als Grundschieber dient. Die Verbindung der Schieberstangen $i_1 k_1$ mit den Schiebern $i_2 i_3$ und $h h_1$ geht aus Fig. 32 hervor.

Bei Walzenzugmaschinen ist es unbedingt erforderlich, Andrehvorrichtungen vorzusehen, von denen hier nur solche mit Dampfantrieb in Betracht kommen. Bei der Andrehvorrichtung der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann, die Fig. 21 der Tafel zeigt, werden die beiden Schalthebel $a a_1$ durch den Kolben des Dampfzylinders bewegt, der durch einen kleinen Kolbenschieber d mittels Handhebel e gesteuert wird. Der Dampfzylinder erhält vorn und hinten je zwei Dampfkanäle, von denen der äußere für den Eintritt und der innere für den Austritt bestimmt ist. Wird gegen Ende der Bewegung der innere Kanal durch den Kolben geschlossen, so wird der noch im Zylinder befindliche Dampf komprimiert und hierdurch der Kolben zum Stillstand gebracht.

2. Schwungradlose Maschinen.

Unter schwungradlosen Maschinen versteht man solche, die keine Totpunktstellung haben; bei ihnen befindet sich die eine Kurbel in der günstigsten Hubstellung, wenn die andere im Totpunkt steht. Sie verlangen deswegen mindestens zwei Dampfzylinder mit winkelrecht zueinander versetzten Kurbeln (Zwillingsmaschinen) oder auch drei Zylinder, deren Kurbeln um 120° versetzt sind (Drillingsmaschinen). Da derartige Maschinen vielfach von Duowalzwerken benutzt werden, müssen sie als Reversiermaschinen durchgebildet sein. Für Blechwalzwerke und schwere Blechstraßen wendet man meistens Zwillingsmaschinen mit Zahnradvorgelegen an, um der Maschine bei den wenigen Umdrehungen der Walze eine möglichst hohe Tourenzahl zu geben.

Fertigstraßen werden dagegen meistens direkt angetrieben und zwar durch Zwillingsmaschinen mit gekröpfter Achse oder durch Drillingsmaschinen, die stets gekröpfte Achsen haben.

Die Wirkungsweise der schwungradlosen Maschine ist gegenüber der durchlaufenden Schwungradmaschine insofern eine andere, als sie anfangs mit geringer Geschwindigkeit läuft, sobald aber das Walzgut gefaßt ist, mit großer Geschwindigkeit durchzieht.

Die Zwillingsmaschinen verlangen größere Füllungen als die Drillingsmaschinen, die wegen der gleichmäßigeren Drehmomente und besseren Massenausgleich geringere Füllungen erlauben.

Allerdings läßt sich bei langen Stäben auch mit der Füllung der Zwillingsmaschine zurückgehen, aber man ist eben vom Maschinisten abhängig.

Die Drillings-Reservemaschine, wie Fig. 38 eine von 5000 PS bei n = 150 (ein Fabrikat von Ehrhardt & Sehmer, G. m. b. H. in Schleifmühle-Saarbrücken) zeigt, hat außerdem den Vorteil, daß sie drei gleiche Maschinensysteme birgt. Bei Schäden, die an solchen Drillingsmaschinen auftreten, hat es sich schon mehrfach gezeigt, daß auch ohne Kurbelversetzung und ohne weitere Änderungen an der Maschine der Betrieb mit zwei Zylindern aufrecht erhalten werden konnte.

Aus Gründen, die schon bei der Besprechung der Schwungradmaschine auseinandergesetzt wurden, ist man in neuerer Zeit auch bei den schwungradlosen Maschinen dazu übergegangen, das Verbundsystem anzuwenden, indem jedesmal ein Hoch- und Niederdruckzylinder hintereinander angeordnet wurden. Bei dieser Verbundmaschine, deren Zylinder in Tandem-Anordnung stehen, würde das Drillingssystem zu kompliziert; man wendet deshalb hauptsächlich die Zwillings-Anordnung an und bezeichnet die Maschine als Zwillings-Tandem-Reversiermaschine.

Um die Bewegungen der Maschine in der Hand zu haben und dem Walzbedürfnis anzupassen, wird hauptsächlich die Rottmann-Steuerung angewandt, bei der die Füllung des Niederdruckzylinders von der Stellung des Regulierventils abhängt in der Weise, daß bei geöffnetem Regulierventil die Füllung des Niederdruckzylinders nur von der Kulissenstellung abhängt, sich dagegen in dem Maße verändert, als mittels des Regulierventils gedrosselt wird.

Auch die Drillingsmaschinen hat man schon mit Verbundwirkung ausgeführt in der Weise, daß man einen Zylinder als Hochdruck- und die beiden anderen als Niederdruckzylinder arbeiten läßt, jederzeit aber die Möglichkeit besitzt, alle drei Zylinder mit

Digitized by Google

Hochdruck arbeiten zu lassen. Derartige Maschinen eignen sich für Profilstraßen sehr gut, man arbeitet bei kleineren Profilen, die eine geringe Kraft erfordern, und bei Knüppeln mit Verbundwirkung und bei größeren Profilen mit Hochdruck in allen drei Zylindern.

Eisenkonstruktion eines Gewächshauses.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 6.)

Nachdruck verboten.

Wenn das Bestreben des Ingenieurs, möglichst zweckmäßig zu bauen, sich mit Erwägungen ästhetischer Natur vereinen läßt, was in den meisten Fällen bei einiger Vertiefung in die zu bearbeitende Aufgabe erreicht sein muß, da ja „zweckmäßig bauen" dem „schön bauen" so nahe verwandt ist, dann lassen sich Anlagen schaffen, die allen Anforderungen entsprechen und die das Wirken des Konstrukteurs auch der Außenwelt gegenüber zur Geltung bringen. Eine sorgfältige Berücksichtigung des ästhetischen Eindruckes der Ingenieurbauten ist besonders dann am Platze, wenn ihr Anwendungsgebiet außerhalb technischer Betriebe steht, in denen man im allgemeinen immerhin noch leichter geneigt ist, Verfehlungen in dieser Hinsicht zugunsten der Zweckmäßigkeit zu entschuldigen.

Erwägungen dieser Art haben die Erbauer der auf Tafel 6 in ihren konstruktiven Einzelteilen dargestellten Gewächshausanlage zu der im folgenden beschriebenen Bauart veranlaßt, die gleichzeitig ihrem Zweck aufs beste entspricht und durch ihre Leichtigkeit und angenehmen Formen Gefallen erweckt. Die Anlage besteht aus einem mit der Giebelseite nach vorn gestellten Mittelbau L, Fig. 3 der Tafel, mit beiderseits schräg abfallenden Dachflächen, an dessen beide Seitenwände sich je drei lang gestreckte, mit zunehmender Überhöhung hintereinander angeordnete Kulturhäuser J, H (Fig. 1) und K (Fig. 2) anschließen. Der als Palmenhaus dienende Mittelbau ist 5 m breit und besitzt 5,5 m Firsthöhe. Die sechs Kulturhäuser sind je 22,50 m lang. Die der einen Seite bestehen aus zwei Kalthäusern und einem temperierten Haus, die der anderen Seite aus einem Palmen-, einem Tropen- und einem Vermehrungshaus. Die Gesamtanlage hat 1900 cbm Rauminhalt und 2600 qm Glasfläche. Die Warmwasserheizung besteht aus zwei Kesseln der Metallwerke Bruno Schramm, G. m. b. H. in Ilversgehofen-Erfurt à 9 qm Heizfläche und etwa 1200 m Heizrohre von 90 mm Durchmesser. Die genannte Firma hat die gesamten Eisen- und Holzkonstruktionen, Anstrich, Verglasung und Heizanlage ausgeführt.

Die Gebäude sind aus Profileisen mit zweckentsprechender Holzverkleidung und Glas erbaut und ruhen auf einem niedrigen Mauerwerk, unter dem sich das treppenförmig abgestufte Fundament hinzieht.

Die Grundrißform des Mittelbaues L ist ein Rechteck, das sich mit Rücksicht auf die Aufstellung und Wartung der Gewächse und die Heiz- und Lüftungseinrichtungen am besten bewährt hat. Zu der in der Frontmitte angeordneten, einen 1.6 m breiten und 2,1 m hohen Durchgang gewährenden Doppeltüre führt die Treppe l, Fig. 2. hinauf. Das beiderseits unter 30° geneigte Dach, die Front und die Seitenwände sind mit quadratischen, ziemlich starken Glasscheiben von der Größe 30 × 30 cm gedeckt, um einen möglichst großen Lichteinfall zu erlangen; die Rückwand des Gebäudes besteht aus Mauerwerk. Zum Schutz gegen Sonnenstrahlen kann man mittels über Leitrollen geführter Seile Rolladen vom First herablassen. Die Wände bestehen aus senkrechten Ständern, die in Abständen von je 30 cm unten mit einem auf dem niedrigen Mauerwerk aufliegenden, mit ihm durch Steinschrauben verbundenen rings umlaufenden Winkeleisen vernietet sind und oben an ebensolche Winkeleisen anschließen, und deren Zwischenfelder durch die erwähnten in Holzvorlagen eingefügten Glasscheiben ausgefüllt sind.

Die Dachkonstruktion zeugt von dem Bestreben des Erbauers, die Wirkung eines Bogengespärres zu erzielen, ohne genötigt zu sein, größere Teile in Bogenform auszuführen. Dieses Ziel ist auch tatsächlich dadurch erreicht worden, daß man unter Vermeidung verstrebender Balkenlagen nur in den Ecken des Dachstuhles aus Winkeleisen gebogene Streben (u_1 und x in Fig. 1) anbrachte, die sich möglichst einem in den Dachstuhl einbeschriebenen gedachten Bogen anschmiegen. Man erhielt so eine dem polygonalen Ardantschen Dachstuhl ähnliche Konstruktion, deren Gesamteindruck dem durch die Bogenform hervorgebrachten noch näher kommt als dieser. Neben der Gefälligkeit der Formen bietet diese Ausführungsweise den Vorteil größtmöglicher Raumausnützung, da der ganze Dachraum frei bleibt und nur die kleinen Zwickel des Stuhles versperrt werden. Längs den Wänden laufen zwei Reihen durch Konsole unterstützter Galerien m und m_1, Fig. 3, zur Aufnahme von hängenden Topfpflanzen u. dergl.

Die zum Mittelbau senkrecht stehenden Kulturhäuser weisen die gleiche gefällige Konstruktion auf wie dieser. Sie sind, um die Innentemperatur besser zu halten, etwa $^3/_4$ m tief in den Boden eingebettet und steigen von J zu H (Fig. 1) und K (Fig. 2) stufenweise bis an die Traufe des Mittelbaues an. In ihren Stirnwänden befinden sich die Türen, zu denen einige Stufen herabführen. Die Pfosten der mit Schiebefenstern versehenen doppelten Stehwände sind aus Profileisen zusammengenietet und durch Bandeisen kreuzweise verstrebt. Die über den Zwischenwänden hinlaufenden Regenrinnen aus Zinkblech sind in Holzlatten gebettet. Über ihnen führen mit Bohlen belegte Laufstege hin.

Über den Baumannschen Glieder-Abdampfentöler.

(Mit Abbildungen, Fig. 40—42.)

Nachdruck verboten.

Für die Kondensations-Dampfmaschinen hat die Entölung des Abdampfes bekanntlich vor allem den Vorteil, daß ein Verschmutzen der Rückkühlanlagen und der Luftpumpe, sowie des Siels, in welches das Kondensat abläuft, ausgeschlossen ist. Weiter aber läßt sich das noch warme ölfreie Kondensationswasser, da es auch kesselsteinfrei ist, mit Vorteil direkt zur Speisung der Dampfkessel und für andere industrielle Zwecke benutzen. Heizkörper und Vorwärmer, die mit dem Abdampf beheizt werden, zeigen bei ölfreiem Wasser

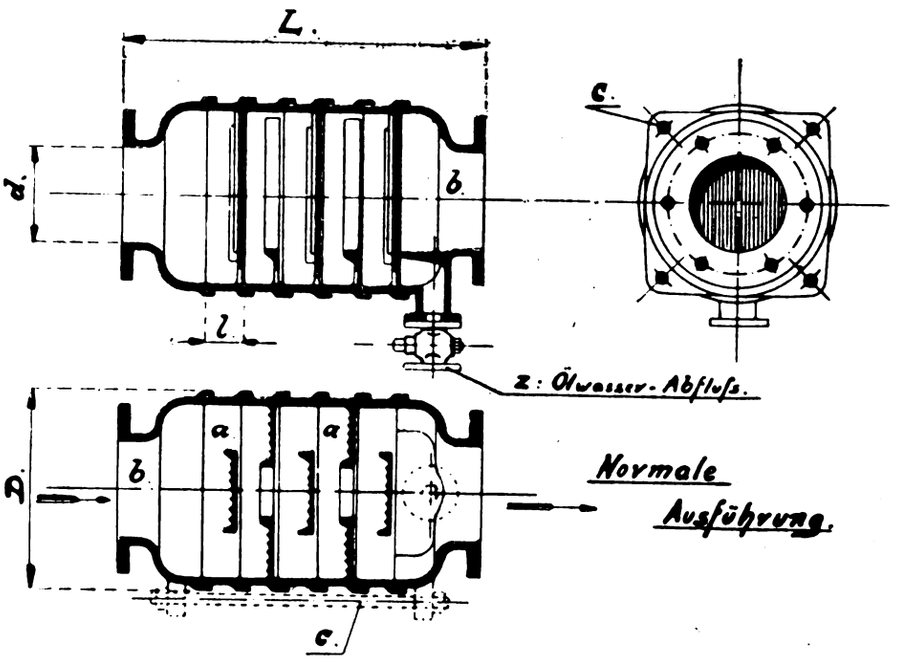


Fig. 40. Z. A.: Über den Baumannschen Glieder-Abdampfentöler.

keine Ölablagerungen; ebenso ist bei Auspuffleitungen, die über Dach hinaus führen, eine Verunreinigung der Dächer durch abfließendes Öl ausgeschlossen. Endlich wird durch die Entölung des Abdampfes Öl zurückgewonnen, das noch ganz gut zur Schmierung von Transmissionen brauchbar ist.

All dies läßt es erklärlich erscheinen, daß von vielen Seiten Anstrengungen gemacht worden sind, solche Apparate zu konstruieren. Unter Nr. 185 936 ist nun dem Fürstlichen Maschineninspektor Baumann ein Abdampfentöler patentiert worden, dessen Ausführung die Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg i. Schles. übernommen hat.

Der durch Fig. 40 veranschaulichte Apparat besteht aus mehreren gußeisernen Gliedern a, die durch zwei gußeiserne Deckel b unter Mitwirkung von vier Schrauben c zusammengehalten werden. Am Fuße des Austritts-Deckels befindet sich ein Abflußstutzen für Ölwasser, der andere Deckel wird an die Abdampfleitung der Maschine angeschlossen, wie das Fig. 41 erkennen läßt.

Die Entölung des Abdampfes wird dadurch bewirkt, daß der Dampf auf dem Wege durch den Apparat gezwungen wird, seine Richtung mehrfach zu ändern. Hierbei prallt er an die scharfkantig geriffelten Querwände im Apparate an, wird in seiner Durchflußgeschwindigkeit verlangsamt und gibt dadurch das mitgeführte Öl ab. In Form von Ölwasser sammelt sich dieses am Boden

Digitized by Google

des Apparates an und wird am Ölwasserabfluß z periodisch abgezogen.

Damit der Apparat tadellos arbeitet, ist er möglichst nahe der Maschine anzuordnen. Durch Wahl der Anzahl der Zwischenglieder, ja sogar nach dem Einbau des Apparates läßt sich die Intensität der Ölabscheidung noch durch Hinzufügen oder Wegnehmen einzelner Elemente verändern. Wie die Skizzen zeigen, enthält der Apparat weder bewegliche Teile, noch Filtermaterial.

Wenn der Entöler in die Auspuffleitung einer Dampfmaschine eingebaut ist, wird das abgeschiedene Gemenge aus Öl und Wasser einfach durch den in der Leitung herrschenden Dampfüberdruck ausgestoßen.

Bleibt der Druck in der Leitung unter ¼ At, so verhindert ein Wassersackrohr (Syphon), dessen Wasserstandshöhe H (Fig. 42) dem Drucke entsprechend gewählt wird, das Ausblasen von Dampf aus der Ölwasserleitung. Überschreitet der Druck diese Normale, so würde ein Kondenstopf in die Ölwasserleitung einzuschalten sein, womit denn auch eine periodische Entfernung des Ölwassergemenges gesichert wäre.

Das Ölwassergemisch führt man zweckmäßig nach einer Kläreinrichtung, wo das Öl vom Kondenswasser getrennt wird. Die Anordnung der Kläreinrichtung kann nach Fig. 42 erfolgen, d. h. man kann mehrere Klärgefäße so hintereinander aufstellen, daß das abgeschiedene Öl aus jedem Gefäß mittels eines Hahnes periodisch abzulassen ist.

Soll der Entöler in eine vertikale Rohrleitung eingebaut werden, oder handelt es sich darum, ihn in eine horizontale, im Winkel führende Leitung zu montieren, so wird eine Ausführung des Entölers mit einem (vgl. Fig. 42) oder zwei Krümmerstutzen erforderlich.

Am schwierigsten gestaltet sich der Einbau des Entölers bei Kondensationsanlagen, wo er, wie Fig. 41 zeigt, zwischen den Zylinder und die Luftpumpe anzuordnen ist. Es besteht hier die Schwierigkeit, daß man das Ölwassergemenge aus dem unter Vakuum stehenden Entöler zu entfernen hat.

Zur Überwindung dieser Schwierigkeit kann man zwei Wege

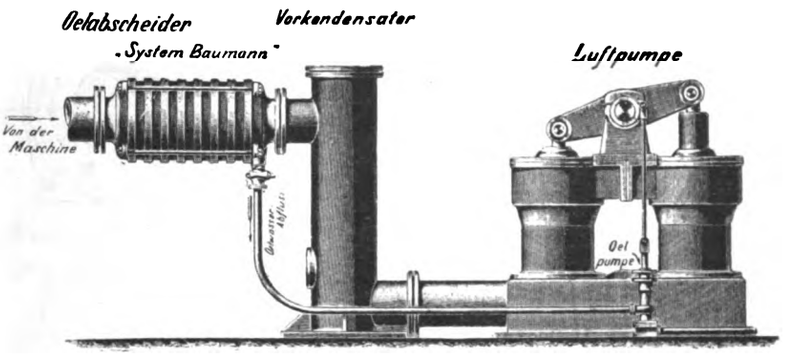


Fig. 41.

einschlagen; entweder stellt man eine Ölwasserpumpe auf, die das Ölwassergemenge ununterbrochen ableitet (vgl. Fig. 41), oder man baut ein Sammelgefäß ein, aus dem das Gemenge periodisch entnommen wird.

Im ersten Falle, d. h. bei Einbau einer Ölwasserpumpe, hat man darauf Rücksicht zu nehmen, daß sie mindestens 1 m tiefer zu stehen kommt, als der Ablaß am Entöler, damit das Ölwassergemenge der Pumpe zufließt. Diese selbst kann durch eine Schwinge oder durch einen Riemen betätigt werden. Die Abflußleitung muß dieselbe Weite haben, wie der Ablaßhahn und ist mit Gefälle zur Pumpe zu verlegen. Der Kolben darf in seiner tiefsten Stellung nur einen kleinen schädlichen Raum freilassen.

Ist ein Sammelgefäß vorgesehen, so wird es ebenfalls unterhalb des Entölers aufgestellt und zwischen Gefäß und Entöler ein Hahn eingeschaltet, das Gefäß selbst auch mit einem Lufthähnchen versehen.

Um das Gemenge aus Öl oder Wasser zu entfernen, schließt man zunächst einen Absperrhahn am Entöler, öffnet alsdann den Lufthahn und kann nun durch Öffnen des Ablaßhahnes am Gefäß dieses entleeren.

Entöler des beschriebenen Systems werden für Rohrleitungen von 50—500 mm Weite in 18 verschiedenen Größen ausgeführt. Der kleinste Apparat für 50 mm Rohrweite entölt in der Stunde bei Auspuff 110 kg und bei Kondensation 83 kg; das größte, von 500 mm Weite entölt bei Auspuff 9450 kg und bei Kondensation 7920 kg. Der Durchmesser D des kleinsten Apparates stellt sich auf 90, der des größten auf 990 mm; die normale Baulänge L auf 280 resp. 1680 mm; die Länge der Zwischenglieder l schwankt zwischen 31 und 186 mm; das Gewicht zwischen 30 und 1800 kg.

Die neue Kraftstation

der Pennsylvania Railroad Company in Long Island.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 8.*)

Nachdruck verboten.

Das an großen Kraftzentralen an sich schon reiche New-York ist im letzten Jahre noch um eine neue Kraftstation bereichert worden, die sich nach ihrem Voll-Ausbau den bestehenden Zentralen würdig anschließt, soll sie doch dann eine Leistung von rund 105 000 elektrischen PS besitzen. In bautechnischer wie in maschineller Hinsicht dürfte allerdings die neue Zentrale die älteren wesentlich überragen, da sie nur mit Dampfturbinen und Heißdampf arbeitet.

Für die Gesamtanlage erschien die Bedingung sehr beachtlich, daß die gewaltige Summe von Kraft, die in der Anlage aufgespeichert werden mußte, auf einem möglichst kleinen Raum unterzubringen war. Der Raum selbst war gegeben und wird durch ein Rechteck dargestellt, auf dem sich ein sicheres Fundament nur durch Eintreiben von 30—35′ langen Piloten erlangen ließ. Jedem Piloten ist ungefähr eine Last von 12 t zugewiesen. Der Abstand der einzelnen Piloten voneinander stellt sich auf 2′ 4″ von Mitte zu Mitte gemessen, und über sämtlichen Piloten erstreckt sich ein Beton-Fundament von 6′ 6″ mittlerer Stärke; dieses bildet einen gewaltigen Monolithen, der nur durch das Siel für abfließendes erwärmtes Kühlwasser und den Kanal für frisches Kühlwasser unterbrochen wird. Jener hat einen ovalen, dieser einen kreisförmigen Querschnitt; die Saugrohre der Kondensatorpumpen sind, wie aus Fig. 3 auf Tafel 8 zu ersehen ist, in besondere Schächte eingelagert, die mit dem 10′ weiten Kühlwasserkanal zusammenhängen.

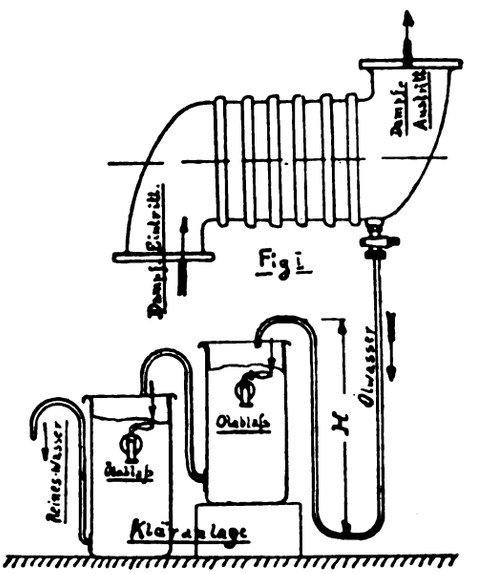


Fig. 42.

Z. A.: Über den Baumannschen Glieder-Abdampfentöler.

Mit der Anlage des Fundamentes wurde gegen Ende Oktober des Jahres 1903 begonnen, und Anfang 1904 konnte man zum Aufbau der Eisenkonstruktion für das Gebäude selbst übergehen. Dieses zerfällt in zwei Teile und ist augenblicklich für sechs Dampfturbinen von je 5500 KW Leistung, sowie zwei à 2500 KW ausgebaut. Die sechs großen Aggregate liefern die Kraft zum Betriebe der Bahnen, die beiden kleinen den Strom zur Beleuchtung der Tunnel unter dem Hudson.

Von den beiden Teilen der Station enthält die eine die Dampfturbinen, die andere die Kesselanlage. Die letztere ist mit Rücksicht auf Ersparnis an Raum in zwei Geschossen übereinander angeordnet; das Erdgeschoß des Kesselhauses nimmt die Pumpen und die Geleise zur Abfuhr der Asche auf.

Ebenfalls aus Gründen der Raumersparnis wurde das Dachgeschoß des Kesselhauses zu einem gewaltigen Kohlenbunker ausgebaut, dessen Detailkonstruktion aus den Fig. 3 und 5 der Tafel zu ersehen ist. Im Kesselhause sind nun auch die beiden Schornsteine aufgebaut, deren Gewicht so bedeutend ist, daß an dieser Stelle eine Verstärkung des Fundamentes auf 8′ 6″ erforderlich wurde. Damit aber das Fundament nicht aus der Betonplatte nach oben heraustritt, wurden die Piloten einfach auf 2′ abgesägt. In die so entstandene Vertiefung legte man einen eisernen Rost ein, von dem aus Anker bis zum Grundringe jedes Schornsteins nach oben geführt sind. Auf diese Weise wird eine feste Verbindung des Schornsteins mit dem Betonfundament erreicht.

Die Station hat zurzeit eine Länge von 262′ = 79,9 m außen und eine Breite von 200′ = 61,0 m, wovon das Kesselhaus eine lichte Weite von 102′ 8″ = 31,3 m und das Maschinenhaus eine solche von 66′ = 20,13 m besitzt. Der Rest der Breite von rund 24′ 11″ wird durch die Bureauräume, Galerien für die Akkumulatoren-Batterien und sonstige Nebenräume eingenommen. Die lichte Höhe des Kesselhauses stellt sich auf 82′ = 25 m, der über ihnen angeordnete Kohlenbunker besitzt eine Weite von rund 60′

Digitized by Google

= 18.3 m und mit ihm hat das Kesselhaus eine Gesamthöhe von 118′ =~ 36 m. Das Maschinenhaus dagegen ist im lichten rund 70′ = 21,35 m hoch.

16′ (4.88 m) über Niveau liegt der unterste Flur des Kesselhauses, 35′ = 10,7 m darüber der zweite; der Flur des Maschinenhauses befindet sich 23′ 6″ über Niveau.

Wie bei allen großen Kraftstationen neueren Datums besteht auch hier die ganze Oberkonstruktion des Gebäudes aus einem Eisenfachwerkbau; dieser trägt das Gewicht der gesamten Dachkonstruktion und der Decken, resp. Flure. Die Räume zwischen den Fachwerken sind in der üblichen Weise mit Bausteinen ausgefüllt, wobei besonderes Augenmerk auf die Gewinnung einer sehr günstigen Beleuchtung des Raumes gerichtet wurde. Das Dach selbst und die Böden sind nach dem Ransomschen Verfahren in Betoneisenkonstruktion ausgeführt. Naturgemäß zeigt sich in der speziellen Ausführung der Eisenkonstruktion des Kesselhauses ein gewisser Unterschied, insofern hier das gewaltige Gewicht, das der Bunker oberhalb des Kesselhauses darstellt, zu berücksichtigen war. Der gefüllte Bunker enthält 5200 t Kohle.

Die Schornsteine sind aus Stahlblech und mit Schamotten ausgekleidet; sie stehen vollständig frei im Gebäude und können sich infolgedessen unbehindert ausdehnen. Kreisförmige Öffnungen, die in den Decken ausgespart sind, lassen die Schornsteine hindurchgehen, wobei dafür gesorgt ist, daß durch Winkelringe, die an die Bleche der Esse genietet sind, die Öffnungen verschlossen erscheinen.

Die einzelnen Säulen des Eisenfachwerkes gehen unten in eine verhältnismäßig breite Basis über, die sich zwar unmittelbar auf den Betonmonolithen aufsetzt, wo aber in diesen Eisenschienen über Kreuz eingebettet sind, so daß der Beton an dieser Stelle extra versteift erscheint.

Der Bunker hat im Querschnitt die Form eines W, so daß sein Boden gewissermaßen doppelt trichterförmig erscheint. Ein System von Ausläufen schließt ihn nach unten ab. An diese Ausläufe sind die Zuführungsschläuche für Brennstoff zu den Feuerstellen angehängt. Von den Schläuchen versorgt das System a die Kesselbatterien im Obergeschoß, das System b die im Untergeschoß. Die Schräge der Bodenflächen des Bunkers ist so bemessen, daß die Kohle den Ausläufen selbsttätig zufließt; auch kann jeder Schlauch von der betreffenden Feuerstelle aus abgesperrt werden. Oberhalb des Bunkers in den Dachbindern sind zwei Geleise verlegt, auf denen die Kohlen mittels Kippwagen herangeschafft werden. Seitlich der Geleise finden sich Laufstege. Die Dachkonstruktion des Bunkers an sich ist englische Bauart. Nach oben ist das Dach durch einen Belag in doppelter Dachpappe abgeschlossen.

Die Dachkonstruktion des Maschinenhauses zeigt keine besonderen Merkmale; sie trägt im Zentrum eine Jalousielaterne und ist nach der einen Seite über die Galerien für die Nebenapparate verlängert.

Die Anordnung der Kessel ist aus Fig. 3, 4 und 5 der Tafel zu ersehen. Die Kessel selbst sind Babcock und Wilcoxscher Bauart und haben je drei zylindrische Oberkessel von 42″ Durchmesser und 23′ 10 5/8″ Länge, die als Dampfsammler dienen. Das Wasserrohrsystem besteht aus 21 Elementen, von denen jedes 12 Wasserrohre von 4″ Durchmesser und 18′ Länge enthält. Die Kessel besitzen eine Heizfläche von 5243 Quadratfuß und sind für einen Betriebsdruck von 200 ℔e pro Quadratzoll berechnet. Zwischen die Rohrbündel und Oberkessel sind Überhitzer aus ⊂Rohren von 116 Quadratfuß Heizfläche eingebaut. Diese liefern, wenn mit einem Druck von 200 Pfund im Kessel gearbeitet wird, um 200 ° F überhitzten Dampf.

Die eisernen Traggerüste der Kessel sind unmittelbar auf die Säulen im Kesselhaus abgestützt und können sich demnach vollständig ungehindert von den Umfassungswänden des Gebäudes bewegen. Die Gruppe nahe dem Westende des Gebäudes ist speziell für die Bedienung der 2500 KW Aggregate mit Dampf bestimmt. Das ganze Kesselhaus wird nach seiner Vollendung 96 Kessel des beschriebenen Systems enthalten.

Die Kohle fällt aus den erwähnten Schläuchen a, b vor den Kesseln in kleine Fülltrichter, aus denen sie auf die Treppenroste hinabgleitet. Die Treppenroste an sich sind sogenannte Schüttelroste Roneyschen Typs und lassen sich von Hand sowie durch Ketten antreiben. Die einzelnen Stäbe können sich für sich bewegen. Jeder Stoker hat 150″ Breite und 24 Roststäbe. Daran schließt sich ein sogenannter Kipprost, der es ermöglicht, während des Betriebes die Asche zu beseitigen, ohne daß der Betrieb der Kessel nur einen Moment ruhen müßte. Das Rütteln der Roststäbe erfolgt während des Betriebes mechanisch, und zwar wird die dazu vorhandene Transmission durch eine Westinghouse-Dampfmaschine normaler Bauart betätigt. Je eine derartige Maschine bewegt acht Stokers.

Ferner ist eine Vorrichtung getroffen, um Dampf durch die Roste blasen zu können, wodurch es, nach „Engineering", möglich sein soll, die Schlacken loszulösen.

Die Asche fällt durch die Kipproste in einen Trichter, an den ein verschließbarer Absackstutzen angehängt ist. Die Absackstutzen sowohl der Säcke im oberen als auch der im unteren Geschoß sind im Souterrain derart angeordnet, daß der betreffende Aschenwagen unmittelbar unter den Auslauf gefahren werden kann.

Auf je zwei Kessel entfällt ein Economizer. Unter normalen Umständen treten die Abgase von je vier zusammengehörigen Kesseln in einen Hauptfuchs, gehen dann durch den unmittelbar daran anschließenden Economizer und entweichen nun erst in den Schornstein. Macht sich eine Reinigung oder Reparatur des Economizers erforderlich, so kann dies leicht in der Weise geschehen, daß man die Zufluß- und Abflußschieber zuschiebt, worauf die Gase durch Beipässe unmittelbar in den zum Schornstein führenden Fuchs entweichen. Will man das nicht, so besteht die Möglichkeit, die Gase durch irgend einen der anderen Economizer gehen zu lassen. Ebenso ist dafür gesorgt, daß die Abgase der Kessel im zweiten Geschoss durch die Füchse und Economizer des ersten Geschosses und umgekehrt entweichen können. Die Economizer liegen unmittelbar hinter den Kesseln und bestehen je aus 56 Sektionen von je 100 Rohren, die für einen Druck von 250 Pfund berechnet sind. Die Rückwand jedes Economizers ist aus Asbest-Masse hergestellt, so daß es im Falle eines Rohrbruches nicht erforderlich ist, irgend welches Mauerwerk zu demolieren.

Die Economizer sind mit 6-zölligen Sammler-Rohren verbunden und wirken so energisch, daß die Abgase bei dem Eintritt in den Schornstein kaum eine höhere Temperatur als 350 ° F. zeigen.

Über die Anordnung der Rohrleitungen gibt der Grundriß Fig. 4 der Tafel genügend Auskunft. Ebenso ist aus Fig. 3 die Situation eines Kondensators sowie die Ausbildung des Auspuffsystemes einer der Dampfturbinen zu ersehen.

Neuere Lagerkonstruktionen für Transmissionen.

Von **F. Wilcke.**

(Mit Abbildungen, Fig. 43 u. 44.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Für die Lager leichter und schnellaufender Wellen wurde schon oben die Hauptforderung aufgestellt, daß die Schalen dieser Lager imstande sein müssen, den Bewegungen der Welle zu folgen. Daneben aber wäre der Wunsch auszusprechen, daß die Fabrikanten von Transmissionslagern sich dazu verstehen möchten, ihre Lager so zu konstruieren, daß man die für Wellen gleichen Durchmessers passenden leichten und schweren Lager gegeneinander auswechseln kann, ohne die dazu gehörigen Konsolen, Böcke, Wandkasten mit auswechseln zu müssen! Es ist dies eine Forderung, die sich durch die in der Praxis gesammelten Erfahrungen

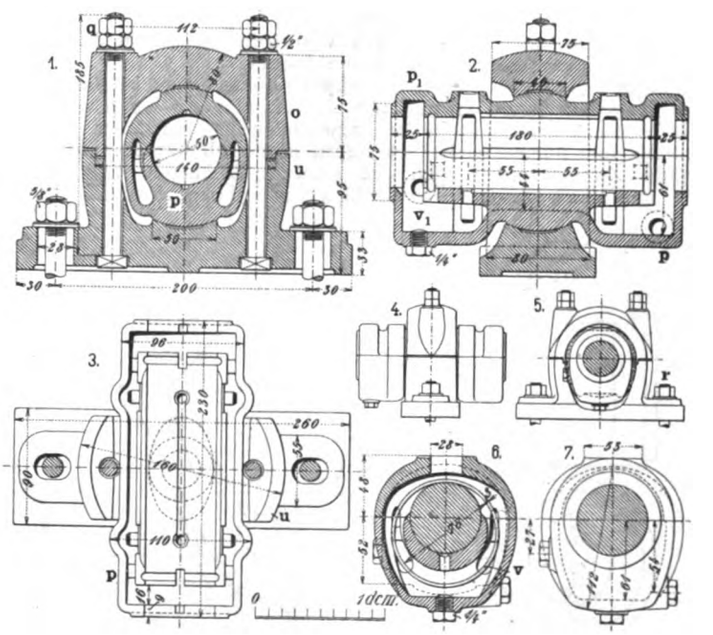


Fig. 43. Z. A.: Neuere Lagerkonstruktionen für Transmissionen.

rechtfertigt. Um ihr zu genügen, wäre es allerdings zunächst nötig, daß die Höhe h für leichte und schwere Lager gleich groß gewählt würde. Ferner hätte man in den Konsolen Langlöcher oder Schlitze für die Befestigungsschrauben der Lager anzubringen usw. Das sind alles Bedingungen, die sich leicht erfüllen lassen und tatsächlich verschiedentlich auch erfüllt werden.

Die Allgemeinheit der Transmissionsfabrikanten dafür zu interessieren, ist der Zweck dieser Zeilen.

Ein Lagertyp, bei dem die Lager mit festen, wie die mit Sellersschalen derselben Bohrung die gleiche Bauhöhe und Fußplattenabmessungen haben, ein Typ also, der den angegebenen Ansprüchen genügt, ist durch Fig. 43 veranschaulicht.

Das Lager wird vom Jacobiwerk in Meißen ausgeführt und ist, wie angedeutet wurde, mit Kugelbewegung sowie Ringschmiereinrichtung versehen. Die Oberschale ist

Digitized by Google

so ausgebildet, daß an jeder Seite, wenn es nötig ist, ein Wellenbund Platz hat. Ein Knierohr, das an Stelle der sonst üblichen unteren seitlichen Verschlußschraube angebracht werden kann, dient zu gleicher Zeit als Ölstandsrohr, Überlaufrohr beim Füllen und nach unten gedreht auch als Entleerungsrohr.

Die Schmierringe v haben einen trapezförmigen Querschnitt. Die Aussparung für sie in der Oberschale ist so gestaltet, daß die Ringe nur oben in einem Punkte seitlich anlaufen können; sie bleiben somit nicht hängen, der oberen Ölnut muß also reichlich Öl zufließen. Die reichliche Schmierung aber erlaubt die Lauffläche des Lagers kürzer zu halten, wodurch die Baulänge des Lagers zweckmäßiger wird.

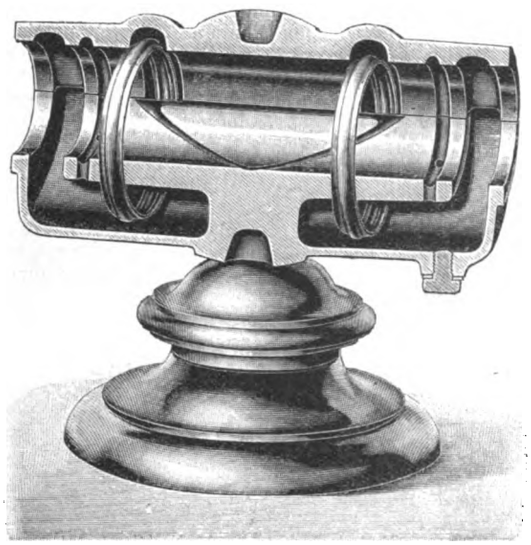


Fig. 44. Z. A.: Neuere Lagerkonstruktionen für Transmissionen.

Öffnungen in der Oberschale oberhalb der Ringe erlauben deren Kontrolle. Die Öffnungen sind ebenso wie die des Ölstandes mit in Scharnieren gehenden Deckeln zu verschließen. Wir haben es hier also nicht mit den losen Deckeln der alten Stehlager zu tun, die durch nichts auf dem Lager festgehalten wurden, bei der geringsten Erschütterung herunterfielen und Schaden anrichteten, oder in vielen Fällen vom Schmierer überhaupt nicht aufgelegt wurden, so daß das Öl durch Staub verunreinigt wurde.

Die Unterschale p bildet den Schmiersack, dessen beide Hälften durch zwei in Skz. 1 sichtbare schmale Kanäle in der oberen Partie kommunizieren. Die unteren Teile des Sackes sind getrennt, so daß Unreinheiten, die sich im einen Teile angesammelt haben, nicht in den anderen gelangen können.

Ober- (o) und Unterteil (u) vom Gehäuse zeigen die durch die Sellerslager bekannt gewordene Form.

Für Rädertriebe, Seil- und schwere Riemenzüge ist das Lager mit Kugelbewegung an und für sich nicht zu empfehlen; die Wellen müssen dann in den Lagerstellen fest und sicher gehalten werden und dürfen weder schlingern noch sich durchbiegen. Für solche Zwecke eignet sich das schwere Stehlager stets besser.

Das nichttropfende Ölkammerlager mit Kugelbewegung von G. Polysius in Dessau, das Fig. 44 teilweise wiedergibt, besteht in der Hauptsache aus einer von einer Ölkammer umschlossenen Unterschale und einer die Unterschale und Ölkammer zugleich überdeckenden Oberschale. Die Ölkammer ist vor der Inbetriebsetzung der Transmission durch eine Füllöffnung in der Oberschale mit Öl zu versorgen. Man schüttet solange Öl ein, bis es aus der Überlauföffnung seitlich an der Ölkammer herausquillt. Hierauf werden Füll- und Überlauföffnung mittels Schraube verschlossen.

Auch bei diesem Lagertyp wird das Öl während des Betriebes durch die beiden Schmierringe beständig auf die Welle gehoben. Die Schmiernuten leiten es an die Lauffläche, und ausgenutzt fließt es schließlich wieder in die Ölkammer zurück.

Die gußeisernen Lagerschalen sind einfach ausgedreht und gegen Verschieben durch zwei Falze gesichert; auch die Kugelflächen sind gedreht.

Ist mit einer Senkung der Welle zu rechnen, so benutzt man Lager, deren Schalen sich in der Höhe verstellen lassen. Die Lager sind mit Stellspindeln ausgerüstet.

Gegen achsiale Verschiebung sichert man den Wellenstrang bekanntlich durch zwei schmiedeiserne Bunde oder Stellringe, deren Form ein Einbauen in die Lager Fig. 44 usw. gestattet. Die Stellringe werden zu beiden Seiten des für sie eingerichteten Bundlagers angeordnet und laufen innerhalb der Ölkammer an.

Die gußeisernen Laufflächen der Lager nach Fig. 44 sind so lang bemessen, daß bei den für die Wellen zulässigen Belastungen nur geringe Flächendrucke auftreten.

Weißmetallschalen wendet man bei solchen Lagern nicht gern an, weil dadurch das Lager an Wert verliert, außer wenn man Weißmetall bester Qualität zur Verfügung hat. Weißmetallfutter sind für Lager dieser Form eben zu weich, es soll ja hier die Schale der Bewegung der Welle folgen, was bei Weißmetallschalen aber nur in beschränktem Maße der Fall sein würde; diese würden sich vielmehr auslaufen.

Ganz zu verwerfen ist das Ausgießen roher oder weder ausgebohrter noch gedrehter Lagerschalen. Das in diesem Falle schwache Weißmetallfutter wird dann lose und gibt zu Betriebsstörungen Veranlassung.

(Fortsetzung folgt.)

Über Hochdruck-Rohrleitungen.

(Mit Abbildungen, Fig. 45–49)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Wegen Platzmangels wird es jedoch öfter nicht möglich sein, Federrohre zu verwenden, z. B. auf Dampfschiffen und bei Schachtdampfleitungen. In solchen Fällen wird man eine andere Kompensationsvorrichtung möglichst einfacher Konstruktion wählen. Es ist nicht erforderlich, hierbei auf eine möglichst große Kompensationsfähigkeit Rücksicht zu nehmen, da namentlich bei horizontalen Leitungen durch deren Ausdehnung die Rohrmasse selbst oder ihr Gewicht fortbewegt werden muß. Man darf daher mit der Verteilung der Kompensationsvorrichtungen nicht zu sparsam vorgehen, damit die Spannungen in den Leitungen nicht durch ihr eigenes Gegengewicht zu groß werden. Bei Stopfbüchsenkompensatoren nach Fig. 11 in Heft 1 ist darauf zu achten, daß sie möglichst lange Führung erhalten; sind sie nicht entlastet, so sind sie gegen das Herausziehen des Degenrohres durch Verankerung oder durch einen Ring zu sichern.

Bei der Wahl der Stopfbüchsenpackung ist besondere Vorsicht zu empfehlen; sie soll nicht festbrennen, damit das Degenrohr nicht gebremst wird.

Metallschlauchkompensatoren nach Fig. 22 in Heft 2 sind allen anderen Konstruktionen, bei denen Stopfbüchsen Dicht- oder Gleitflächen in Frage kommen, vorzuziehen. Sie gewähren eine vorzügliche Kompensation unter größter Betriebssicherheit. Wie man aus dem Detail Fig. 22, Skz. 2 erkennt, setzt sich ein solcher Metallschlauchkompensator aus eigenartig gebogenen Gliedern zusammen, die in einander verklaut sind und federnd unter sich abdichten. Durch Anker werden die den Schlauch an den Enden abschließenden Flanschen so mit einander verbunden, daß der Schlauch nicht ausreißen kann.

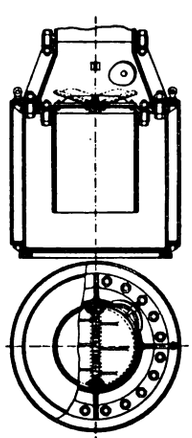


Fig. 45.

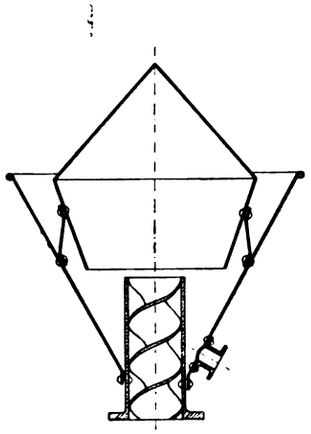


Fig. 46.

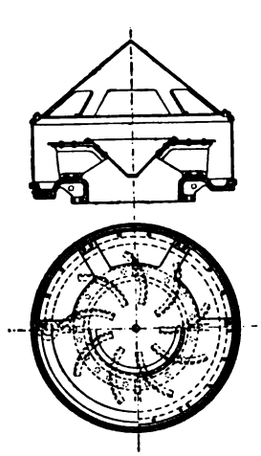


Fig. 47.

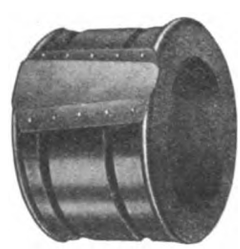


Fig. 48.

Fig. 49.

Z. A.: Über Hochdruck-Rohrleitungen.

Für Abdampf- und Vakuumleitungen empfehlen sich Blechkompensatoren nach Fig. 23, Heft 2, die von der Gesellschaft für Hochdruck-Rohrleitungen m. b. H. in Berlin schon für Weiten bis zu 1000 mm ausgeführt worden sind.

Die Anordnung und Konstruktion der Rohrlagerungen und Befestigungen ergibt sich aus der Anordnung der Kompensationsvorrichtungen. Eine Dampfleitung wird stets möglichst in der Mitte zwischen zwei Kompensationsvorrichtungen festgelegt werden müssen und zwar meist mittels gußeiserner Klemmböcke nach Fig. 25, Heft 2, die so konstruiert sind, daß die Isolierung nicht unterbrochen zu werden braucht. Im Interesse der Betriebssicher-

Digitized by Google

heit ist es wichtig, daß diese Fixpunkte durchaus sicher und zuverlässig befestigt und verankert werden. Im übrigen wird man die Leitungen je nach ihrer Lage auflagern oder aufhängen (vgl. Fig. 24, Heft 2), so daß sie zwanglos den durch die Temperaturveränderungen bedingten Ausdehnungen nachgeben können. Bei der Konstruktion der Rohrlagerungen und Aufhängungen muß häufig auch darauf Bedacht genommen werden, daß die Leitungen sich nicht nur achsial sondern auch seitlich bewegen können. Die Dampfleitungen sollen niemals direkt auf den Rollen aufliegen, sondern mit Rollenschuhen versehen werden, damit die Isolierung auch an den Lagerungsstellen nicht unterbrochen zu werden braucht.

Die für die Entwässerung der Dampfleitungen erforderlichen Apparate innerhalb der Leitungen selbst sind schon erwähnt. Zur Entfernung des Kondenswassers bedient man sich automatischer Apparate. Am meisten werden Kondenswasserableiter mit Schwimmervorrichtungen, Ausdehnungs-Kondenswasserableiter und Kondensatpumpen verwendet. Die beiden ersten Apparate sind so konstruiert, daß man das reine Kondensat aus den Frischdampfleitungen nach irgend einem Behälter drücken kann, um damit wieder den Kessel speisen zu können. Zum Reparieren dieser Kondenswasserableiter und zum direkten Entwässern der Dampfleitungen beim Anstellen werden diese Apparate gewöhnlich mit Umführung versehen.

Bei größeren Dampfanlagen wird öfter eine Zentralentwässerung mittels einer selbsttätigen Kondensatpumpe verwendet. Die verschiedenen Konstruktionen unterscheiden sich wenig voneinander. Eine solche Kondensatpumpe besteht im wesentlichen aus einem Sammelbehälter und einer anmontierten Speisepumpe. Dem Behälter wird durch einen Stutzen das Dampfkondensat zugeführt. Die Regulierung erfolgt nun mittels eines von außen kontrollierbaren Schwimmers. Beim Steigen des Schwimmers oder des Wasserstandes wird ein Dampfventil geöffnet und die Entwässerungspumpe, die das Kondensat direkt wieder in die Dampfkessel zurückführt, in Bewegung gesetzt. Die Aufstellung des Apparates muß an der tiefsten Stelle des Rohrleitungssystems erfolgen. Größere Dampfleitungen werden mit Stillstandentwässerungen versehen, jedoch muß hierbei besonders auf eine gute Übersichtlichkeit geachtet werden, da eine falsche Bedienung der Entwässerungseinrichtungen schwere Folgen haben kann. Für die Speisepumpe wählt man vorteilhaft ein Fußventil nach Fig. 45 mit herausziehbarem doppelten Seiher.

Bei Auspuffrohren wendet man zum Abfangen des Kondenswassers den in Fig. 47 skizzierten Zentral-Schalldämpfer-Wasserfang an, den die Gesellschaft für Hochdruck-Rohrleitungen schon für Rohre von 600 mm lichter Weite ausführte; an seine Stelle kann auch der von ihr gebaute Schalldämpfer-Wasserfang mit Oberkegel nach Fig. 46 treten.

Je besser die Isolierung einer Rohrleitung ist, desto weniger Kondenswasser ergibt sich und desto ökonomischer wird die Anlage arbeiten. Bei größeren Dampfleitungen und überhitztem Dampf ist es nur zu empfehlen, auch die Flanschen zu isolieren; Hauptbedingung ist hierbei, daß solche Flanschenisolierungen abnehmbar und sehr leicht sind. Deshalb ist auch die Verwendung gußeiserner Flanschenkappen nicht ratsam, wohl aber die der in Fig. 48 und 49 wiedergegebenen Flanschenkapsel „Calorit" des genannten Werkes.

Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

Von **Ottomar Schmiedel**, Oberingenieur in **Leipzig**.

(Mit Abbildungen, Fig. 50 u. 51.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Aus der Gleichung für σ_e ergibt sich analog: $\sigma_e = \frac{M}{f_e\left(h' - \frac{h'}{9}\right)} = \frac{9\,M}{8 f_e h'}$.

Für $\sigma_e = 1200$ und $h' = 0{,}0411\sqrt{M}$ ist dann $f_e = \frac{9\,M}{8 \cdot 1200 \cdot 0{,}0411\sqrt{M}}$

$= 0{,}0228 \cdot \sqrt{M}$ qcm.

Der Querschnitt f_e bezieht sich natürlich auf die dem Momente M zugrunde gelegte Belastungsbreite (100 cm). Die so unter Annahme bestimmter Werte für σ_b, σ_e und m ermittelten Dimensionen sind indes noch nicht ohne weiteres richtig; denn zur Bestimmung des Momentes M mußte schon zwecks Eigengewichtsermittelung eine Plattendicke angenommen werden, die nun mit dem errechneten Resultat zu vergleichen ist. Aber selbst wenn eine Übereinstimmung zwischen der errechneten Plattenstärke und der ursprünglich angenommenen vorhanden ist, können doch andere Gründe wirtschaftlicher oder bautechnischer Art eine Änderung der Dimensionen verlangen; es ist daher nötig, in das Wesen der im folgenden zusammengestellten drei Formeln tiefer einzudringen, um jederzeit zu erkennen, welchen Einfluß eine Änderung der einen oder anderen Dimension hat.

$$x_0 = \frac{m f_e}{b}\left(\sqrt[2]{1 + \frac{2 b h'}{m f_e}} - 1\right),$$

$$\sigma_b = \frac{2M}{x_0 b\left(h' - \frac{x_0}{3}\right)}; \qquad \sigma_e = \frac{M}{f_e\left(h' - \frac{x_0}{3}\right)}.$$

In diesen drei Gleichungen kann man die Querschnittsgröße f_e, die Balkendimension h' und die Elastizitätsziffernverhältniszahl m als Variable betrachten.

Untersuchen wir zunächst das Anwachsen der Verhältniszahl m. Zu diesem Zwecke sei die Gleichung für x_0 umgewandelt in:

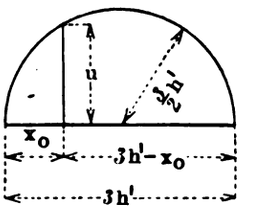


Fig. 50. Z. A.: Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

$$x_0 = \sqrt[2]{\frac{m^2 f_e^2}{b^2} + \frac{2 \cdot f_e \cdot h'}{b} \cdot m} - \sqrt[2]{\frac{m^2 f_e^2}{b^2}}.$$

Der Ausdruck unter dem ersten Wurzelzeichen setzt sich aus zwei Summanden zusammen, von denen der eine gleich ist dem Ausdruck unter dem zweiten Wurzelzeichen. Der zweite Summand unter dem ersten Wurzelzeichen wächst aber ebenfalls mit m; daraus folgt, daß der Ausdruck unter dem ersten Wurzelzeichen mit zunehmendem m schneller wächst, als der unter dem zweiten Wurzelzeichen, daß also mit zunehmendem m auch x_0 wächst. Zu dem gleichen Resultat bei derselben Begründung gelangt man hinsichtlich der Größe f_e, d. h. läßt man bei konstantem m und h' die Größe f_e wachsen, so nimmt auch die Größe x_0 zu.

Betrachtet man nunmehr m und f_e als konstant, dagegen h' als variabel, so geht aus obiger Gleichung für x_0 noch deutlicher als bei den beiden vorher besprochenen Fällen hervor, daß mit wachsendem h' auch ein Wachsen von x_0 verbunden sein muß; denn in dem Falle sind die Ausdrücke $\frac{m^2 f_e^2}{b^2}$ konstant, und variabel ist nur der Ausdruck $\frac{2 f_e h'}{b} \cdot m$, der mit h' zunimmt.

Wir fassen das gewonnene Resultat nochmals in dem Satz zusammen;

Mit wachsender Höhe h' im Balken, zunehmendem Querschnitt f_e des Eisens und zunehmender Verhältniszahl m wächst auch der Abstand x_0 der Nullinie von der äußersten Betondruckfaser.

Unter Beachtung des in vorstehendem Satze liegenden Resultates können wir nun den Einfluß der Variablen f_e, h' und m auf σ_b und σ_e feststellen. Für σ_b gilt:

$$\sigma_b = \frac{2M}{x_0 b\left(h' - \frac{x_0}{3}\right)} = \frac{6M}{b \cdot x_0 (3h' - x_0)}.$$

Bei wachsendem m und wachsendem f_e blieb zunächst h' konstant, so daß wir zur Untersuchung des Ausdrucks $x_0(3h' - x_0)$ den geometrischen Satz berücksichtigen (Fig. 50) $x_0(3h' - x_0) = u^2$.

Die Größe u, mithin auch das Produkt $x_0(3h - x_0)$ wächst nun solange, bis $x_0 = 3h' - x_0$, also $x_0 = \frac{3}{2} h'$ ist.

Dieser Wert ist natürlich für den vorliegenden Fall unmöglich; denn x_0 wird stets wesentlich kleiner als h' sein. Immerhin ist bewiesen, daß der Ausdruck $x_0(3h' - x_0)$ bei wachsendem x_0 ständig wächst und somit die Betonbeanspruchung σ_b abnehmen muß. Läßt man jetzt die Größe h' wachsen, so ließe sich die Veränderung im Ausdruck $x_0(3h' - x_0)$ durch das Anwachsen der Quadrate von u und u_1 verbildlichen. Man sieht, daß das Wachstum des Ausdruckes $x_0(3h' - x_0)$ wesentlich intensiver erfolgt als in dem durch Fig. 50 dargestellten Fall (siehe Fig. 51). Mit

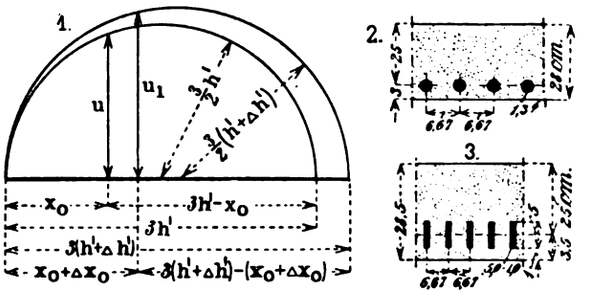


Fig. 51. Z. A.: Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

der Zunahme von h' ist also wiederum eine Abnahme von σ_b verbunden und zwar rascher als bei Wachstum von m und f_e. Das gewonnene Resultat lautet sonach:

Mit wachsendem Eisenquerschnitt f_e, zunehmender Verhältniszahl m und zunehmender Balkendimension h' tritt eine Verminderung der Betonbeanspruchung σ_b ein. Die Verminderung von σ_b ist durch wachsendes h' intensiver zu erreichen als durch wachsendes f_e oder m.

Nun ist noch der Einfluß der genannten Variablen auf σ_e zu untersuchen, was durch

$$\sigma_e = \frac{M}{f_e\left(h' - \frac{x_0}{3}\right)} = \frac{3M}{f_e(3h' - x_0)}$$

gegeben ist. Zu diesem Zwecke betrachten wir den Nenner

Digitized by Google

$f_e(3h' - x_0)$ und setzen für x_0 den entsprechenden Ausdruck, so daß:

$$f_e(3h' - x_0) = 3f_e h' - \frac{m \cdot f_e^2}{b}\left(\sqrt{1 + \frac{2bh'}{m f_e}} - 1\right)$$

$$= 3f_e h' - \left(\sqrt{\frac{m^2 f_e^4}{b^2} + \frac{2m f_e^3 h'}{b}} - \sqrt{\frac{m^2 f_e^4}{b^2}}\right).$$

Aus diesem Ausdruck ist nicht ohne weiteres klar, ob er mit f_e in direkter oder umgekehrter Weise wächst. Hier würde eine mathematische Untersuchung nötig sein, indem man durch Einsetzen von $f_e + \Delta f_e$ das Resultat untersuchen müßte. Man hat den Differenzenquotienten zu bilden und von diesem durch kleiner werdendes Δf_e bis zur Grenze Null den Grenzwert (Differentialquotient). Diese rein mathematische Umwandlung sei übergangen und dafür nur das Endresultat gegeben, das in dem Ausdrucke:

$$\frac{\frac{2f_e m}{b} + 3h'}{\sqrt{1 + \frac{2bh'}{m f_e}}} - \frac{2f_e m}{b} + 3h'$$

gefunden ist.

Wenn wir also im Produkte $f_e(3h' - x_0)$ die Größe f_e um einen unendlich kleinen Wert zunehmen lassen, so ändert sich das ganze Produkt um $\left(\frac{2f_e m}{b} + 3h'\right) \cdot \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2bh'}{m f_e}}}\right)$.

Da aber offenbar $\sqrt{1 + \frac{2bh'}{m f_e}} > 1$ sein muß, so ist $\frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2bh'}{m f_e}}} < 1$; mithin stellt der Ausdruck $1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2bh'}{m f_e}}}$ einen positiven Wert dar.

Hieraus folgt, daß mit wachsendem f_e auch das Produkt $f_e(3h' - x_0)$ wächst, also eine Verminderung der Eisenspannung $\sigma_e = \frac{3M}{f_e(3h' - x_0)}$ eintritt.

Untersuchen wir weiter das Produkt $f_e(3h' - x_0)$ bei wachsendem h', so ergibt sich für diesen Fall der Grenzwert des Differenzenquotienten in dem Ausdruck: $f_e \cdot \left(3 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2bh'}{m f_e}}}\right)$.

Da auf Grund der bereits erörterten Folgerungen der Klammerausdruck wieder einen positiven Wert darstellen muß, so ist abermals bewiesen, daß einem unendlich kleinen Wachstum von h' eine positive Zunahme des Produktes $f_e(3h' - x_0)$ entspricht, also die Eisenspannung σ_e abnimmt. Für ein wachsendes m gestaltet sich die Untersuchung einfacher; denn da aus dem zunehmenden m eine Vergrößerung von x_0 folgte (s. den früheren Beweis), so muß sich offenbar der Ausdruck $f_e(3h' - x_0)$ verkleinern, woraus dann eine Vergrößerung des Wertes σ_e folgt. Wir fassen dies Resultat in dem Satz zusammen:

Eine Vergrößerung von f_e und h' ruft eine Verminderung der Eisenspannung σ_e hervor. Eine Vergrößerung der Verhältniszahl m aber bedingt ebenfalls eine Vergrößerung von σ_e.

Die Nutzanwendung aus den letzten Sätzen soll nun erörtert werden.

Oben waren für die Höchstbeanspruchungen $\sigma_e = 1200$, $\sigma_b = 40$ und für $m = 15$ die Werte $x_0 = \frac{h'}{3}$; $h' = 0{,}0411 \cdot \sqrt{M}$; $f_e = 0{,}0228 \cdot \sqrt{M}$ berechnet. Zunächst scheint es, als ob wegen der Höchstbeanspruchung beider Materialien die so ermittelten Werte h' und f_e sicher die rationellsten wären. Dem ist jedoch nicht so, da es je nach Ort und Zeit rationeller sein kann, die Mengen des einen Baustoffes möglichst zu beschränken, dafür aber die des anderen reichlicher zu nehmen. (Fortsetzung folgt.)

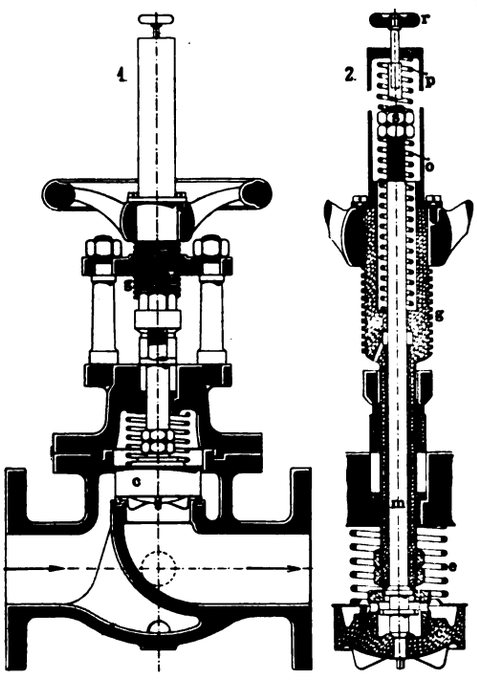
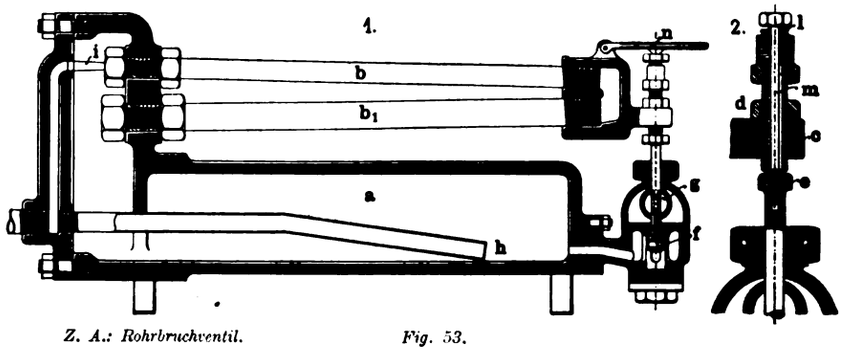


Fig. 52.



Z. A.: Rohrbruchventil. *Fig. 53.*

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Rohrbruchventil

mit Beipaßeinrichtung und Kondenswasser-Ableiter.

(Mit Abbildungen, Fig. 52 u. 53.)

Nachdruck verboten.

Auf der letzten „Olympia show" in London waren unter anderen auch die in Fig. 52 und 53 wiedergegebenen Armaturen ausgestellt.

Von diesen ist das Rohrbruchventil, Fig. 52, mit einer Einrichtung versehen, die es ermöglicht, Dampf von der belasteteten Seite auf die unbelastete überzuleiten, um so den leeren Rohrstrang anzuwärmen, gleichzeitig aber auch den Druck vor und hinter dem Ventile auszugleichen, damit es sich leichter anheben läßt. Das Ventil ist von der Alexander Manufacturing Company ausgeführt und enthält einen eigenartig geformten Ventilteller c, der sich auf einen eingesetzten Ring dichtend auflegt. Im Zentrum hat der Teller c eine kleine Bohrung, durch die, wenn sie von der Ventilstange m nicht verschlossen ist, etwas Dampf von der einen nach der anderen Seite überströmen kann, um, wie gesagt, den leeren Strang anzuwärmen usw. Über dem Teller c befindet sich eine Metallmembrane, und auf diese drückt eine Spiralfeder o in der Haube des Ventiles. Die hohle Spindel g nimmt in der Mitte die Vollspindel m auf, die das Loch im Teller c zu verschließen hat, während die Spindel m den nicht fest mit der Spindel verbundenen Ventilteller c beeinflußt.

Über die Spindel m sind die beiden Spiralfedern o p gesteckt, von denen die erstere die Spindel m anzuheben bestrebt ist, indem sie auf die Muttern s drückt, während die Feder p oberhalb der Muttern s die Spindel m herunter zu drücken sucht. Man kann also die Feder p zur Regelung des Effektes der Feder o gebrauchen.

Oberhalb der Membrane befindet sich während der Tätigkeit der Kessel fortdauernd Dampf. Dreht man am Handrade auf der Spindel g, so werden die Spindeln angehoben, und der Dampf strömt durch die kleine zentrale Öffnung im Teller c in den leeren Rohrstrang ein. Hat sich danach der Druck vor und hinter dem Ventile c ausgeglichen, und ist die leere Leitung genügend angewärmt, so dreht man weiter am Handrade und vermag jetzt das Ventil c selbst bei höchstem Kesseldrucke leicht zu heben.

Tritt Rohrbruch ein, so fällt der Druck unter dem Teller c augenblicklich, so daß die Feder e über der Metallmembran und der Druck des über dieser stehenden Dampfes das Ventil nach unten drücken. Es setzt sich auf seinen Sitz und sperrt damit den Durchgang soweit ab, daß nur noch Dampf durch das Loch im Teller c ausfließen kann. Will man auch dieses noch sperren, also den Dampfdurchfluß ganz unterbrechen, so drückt man mit Hilfe des Knopfes r die Spindel m herunter.

Der von Arthur Ross, Hotchkiss and Co. ausgestellte Kondenswasser-Ableiter Fig. 53 soll sich dadurch kennzeichnen, daß er nie tropft und das Wasser verhältnismäßig kühl ausströmen läßt. Damit würden allerdings die Ventile geschont.

Das Wasser sammelt sich im Behälter a und wächst an, bis die Rohre b b_1 warm werden. Davon ist das eine aus Messing, das andere aus Eisen; infolgedessen ziehen sich beide so zusammen, daß der Kopf c nach unten gedrückt wird. Dieser durchläuft dabei zunächst den Abstand zwischen den Muttern d und e, drückt schließlich auf die Spindel des Ventiles f und öffnet es.

Das Ventil bleibt solange offen, bis der Wasserspiegel im Gefäße a bis unter das Rohr h gesunken ist; das hat zur Folge, daß Dampf durch den Beipaß i in das Rohr b eintritt, aus dem er durch den Kopf c in das Rohr b_1 eintritt und es auch erwärmt. Beide Rohre dehnen sich jetzt aus, wodurch der Kopf c wieder in seine Höchstlage gehoben und damit das Ventil f wieder geschlossen wird. Eine Feder l beschleunigt das Zurückgehen des Ventiles f auf seinen Sitz.

Der in Fig. 53 sichtbare Handgriff n ermöglicht es, das Ventil f jederzeit zu öffnen, um den Apparat auf seine Wirkung zu prüfen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 4. Begründet von W. H. Uhland. 13. Februar 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Bockkran von 15 t Tragfähigkeit.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 9 und Abbildungen, Fig. 54 u. 55.)

Nachdruck verboten.

Der in Fig. 54 abgebildete Bockkran, dessen Antriebsvorrichtungen die Zeichnungen der Tafel 9 wiedergeben, während Fig. 55 eine nur geringe Abweichungen zeigende, ähnliche Ausführungsform darstellt, überspannt als Vollportalkran ein Walzenlager, über dem er auf zwei, um 21 m voneinander entfernten Schienen in dessen Längenausdehnung verschiebbar ist, während das Lager in der Querrichtung durch die über die langgestreckte Brücke hinfahrende Laufkatze bestrichen wird. Die Brücke dieses von der Duisburger Maschinenbau-Actien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman in Duisburg gebauten Hochbahnkranes ruht beiderseits auf A-förmigen, auf dem erwähnten Gleis fahrenden Jochen; sie weist in der Mitte einen breiten Schlitz auf, in dem der Lasthaken oder dessen Seile quer über das Lager hingeführt werden. Brücke und Joche sind als Gitterwerk ausgeführt. An einem der Joche befindet sich seitlich auf einem ebenfalls aus Gitterwerk gebildeten Konsol das Führerhaus, das die Schalthebel usw. für die drei Elektromotore zum Lastheben und zum Fahren der Katze und des Kranes enthält. Von ihm führt eine Leiter zur Erde, eine andere zu der oben auf der Brücke angeordneten Fahrbahn der Katze und zu dem Kranfahrmotor.

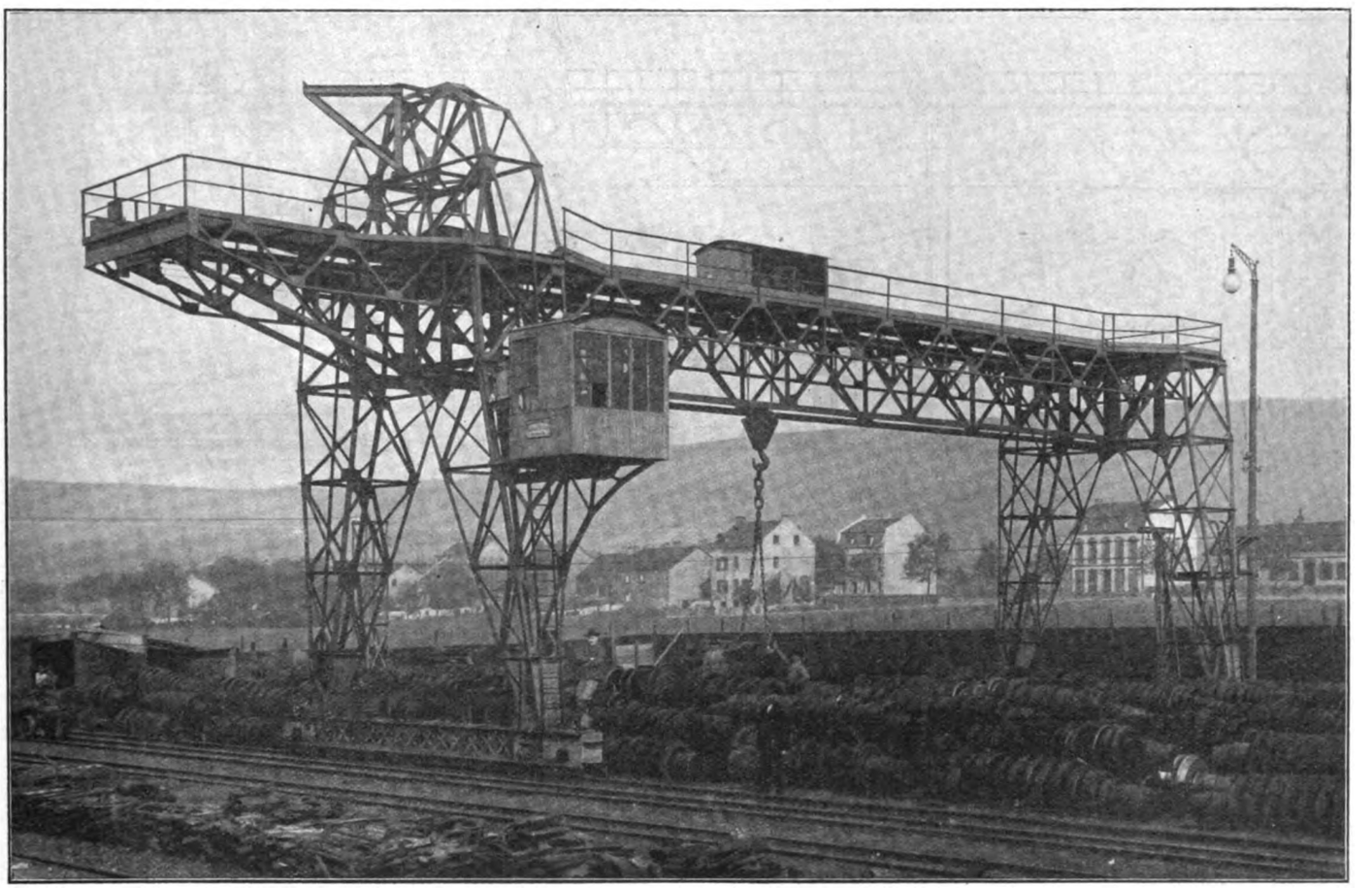


Fig. 54. Bockkran von 15 t Tragfähigkeit.

Die Verschiebung des Portales, welche die Brücke parallel zu sich selbst versetzt, erfolgt durch den seitlich der Katzenfahrbahn aufgestellten Kranfahrmotor F, Textfigur 55, der durch ein Stirnrädergetriebe (vgl. Fig. 5—9 der Tafel) eine sich über die ganze Länge der Brücke hinziehende Stahlwelle von 70 mm Durchmesser antreibt, die durch eine aus Tafelfigur 5 ersichtliche Kupplung mit dem Getriebe verbunden ist. Kegelräderpaare übertragen die Drehbewegung dieser Welle auf je eine über den Jochen quer zur Brückenlänge liegende, kurze Zwischenwelle, die, wie Tafelfigur 19 zeigt, auf seitlich an den Jochen niedergeführte, dreimal gelagerte Stangen arbeiten. Diese treiben über ein Kegelräderpaar die beiden nahe bei einander gelegenen Laufräder des einen Schenkels jedes Joches durch ein Zahnrad an, das gleichzeitig mit beiden auf den Laufradachsen sitzenden Stirnrädern kämmt (Fig. 15, 16 u. 25 der Tafel). Die Laufräder der anderen Jochschenkel, Fig. 26, laufen frei mit. In der Nähe der Laufräder befinden sich an dem unteren Versteifungssteg Vorrichtungen zum Feststellen des Krangestelles, die sich an den Schienenköpfen anklammern. Der Antrieb erfolgt also an beiden Jochen von derselben Kraftquelle aus. Der Kranfahrmotor entwickelt bei 960 Umdr./Min. 45 PS und erreicht eine Fahrgeschwindigkeit von ca. 50 m/Min.

Die Laufkatze E, Textfigur 55, trägt das Windwerk, Fig. 27 bis 30, und das Katzfahrwerk, Fig. 1—4 der Tafel. Der Hubmotor treibt mit 25 PS bei 960 Umdr./Min. durch eine Übersetzung die Windetrommel, Fig. 27, derart an, daß der an einem Flaschenzug hängende Haken mit ca. 5 m/Min. Hubgeschwindigkeit gehoben wird. Der Seildurchmesser beträgt 22 mm, der Rillenradius der Trommel 12 mm. Die in Tafelfigur 13 u. 14 dargestellte elektromagnetische Bremse ist folgendermaßen konstruiert. Sobald der elektrische Strom die in einem gußeisernen Gehäuse mit abnehmbarem Deckel untergebrachte Spule durchfließt, wird der an dem Hebel angelenkte Eisenkern eingezogen und dadurch der Hebel entgegen der Wirkung seiner Belastung angehoben. Dadurch wird das die Bremsscheibe umschlingende Stahlband gelüftet und damit die Trommel freigegeben. In dem Augenblick, wo der Hubmotor stromlos wird, wird auch der Bremslüfter zwangläufig durch den Kranfahrschalter ausgeschaltet, so daß der Hebel unter der Wirkung des Gewichtes wieder niederfällt. Ein auf den Hebel wirkender Luftpuffer dämpft die schroffen Bewegungen des Eisenkernes. Für das Senken der Last ist außerdem noch eine Lamellenbremse vorgesehen.

Der Katzfahrmotor, Tafelfigur 1—4, treibt mit 4 PS bei 1440 Umdr./Min. die auf Schienen rollenden Laufräder der Katze mit einer Fahrgeschwindigkeit von ca. 25 m/Min. an. Der ganze Katzenweg beträgt 24,5 m.

Die drei aufgeführten, von der Saarbrücker Elektrizitäts-Aktien-Gesellschaft in St. Johann-Saar gelieferten Motore sind für Drehstrom von 50 Perioden i. d. Min. und 400 Volt Spannung gewickelt.

Digitized by Google

Scheren-Schwimmkran

von 40 t Tragfähigkeit.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 10 und Abbildung, Fig. 56)

Nachdruck verboten.

Für die k. k. Lagerhäuser im Triester Hafen ist im Jahre 1906 von der Firma Bromovsky, Schulz & Sohr in Prag ein Schwimmkran (sogen. Pontonkran) geliefert worden, der in mancher Hinsicht Eigenartiges bietet.

Sein Ponton ist verhältnismäßig klein und sehr kurz, auch kann man ihn leicht werden. Der seinem Typus nach zur Klasse der Scherenkrane gehörende Kran fährt mit einer Mindestgeschwindigkeit von mehr als drei Seemeilen in der Stunde.

Der Schiffskörper wurde im Arsenal des Österreichischen Lloyds in Triest gebaut, hat eine Länge von 24,5 m, eine Breite von 12,0 m und eine Höhe von 3,4 m; drei wasserdichte Schotten zerlegen ihn der Länge nach in vier Räume. Durch Einbau von zwei Längsschotten schuf man im Hinterschiffe drei durch Ventile miteinander in Verbindung stehende Räume für Wasserballast p, p_1, p_2, Fig. 12.

gestellt ist, wurde für Lasten von 40 und 10 t kombiniert. Zusammen mit der Spindel der Schere wird das Windewerk durch eine Zwillingsmaschine g, Fig. 12, angetrieben. Die Maschine hat Stephensonsche Kulissen-Steuerung und Zylinder von 300 mm Durchmesser. Der Kolbenhub stellt sich ebenfalls auf 300 mm. Die Achsen der beiden Trommeln q und q_1 sind in die blechernen Seitenschilde des Windewerkes fest eingesetzt; auf ihnen laufen lose die Trommeln, von denen die größere 1200, die kleinere 800 mm Durchmesser hat. Die Achse der Trommel q_1 dient zugleich als Vorgelegewelle für die größere Trommel. Auf der Vorgelegewelle q_2 sitzen die Räder 4 und 9 lose und können durch Klauen-Kupplungen mit ihr gekuppelt werden. Zum Einschalten bedient man sich der neben den Zahnrädern sitzenden Handräder. Auf die Naben der Zahnräder 6 und 9, Fig. 3 sind Sperräder aus Stahlguß aufgekeilt, die das Niedersinken der Flaschen bei lose gekuppeltem Zahnwerke verhindern sollen. Die Sperrwerke dienen aber auch als Sicherheitsvorrichtung, wenn die selbsttätige Senksperrbremse einmal versagen sollte; dann können die Sperrhaken durch den Wärter der Winde sofort eingerückt werden. Auf den Handhebeln sitzen die Gewichte, die den Sperrhaken ausbalanziert oder ausgerückt erhalten, sobald sie nach außen verschoben sind. Über Zähnezahl, Teilung des Radsatzes 1 usw. gibt die folgende Tabelle Auskunft.

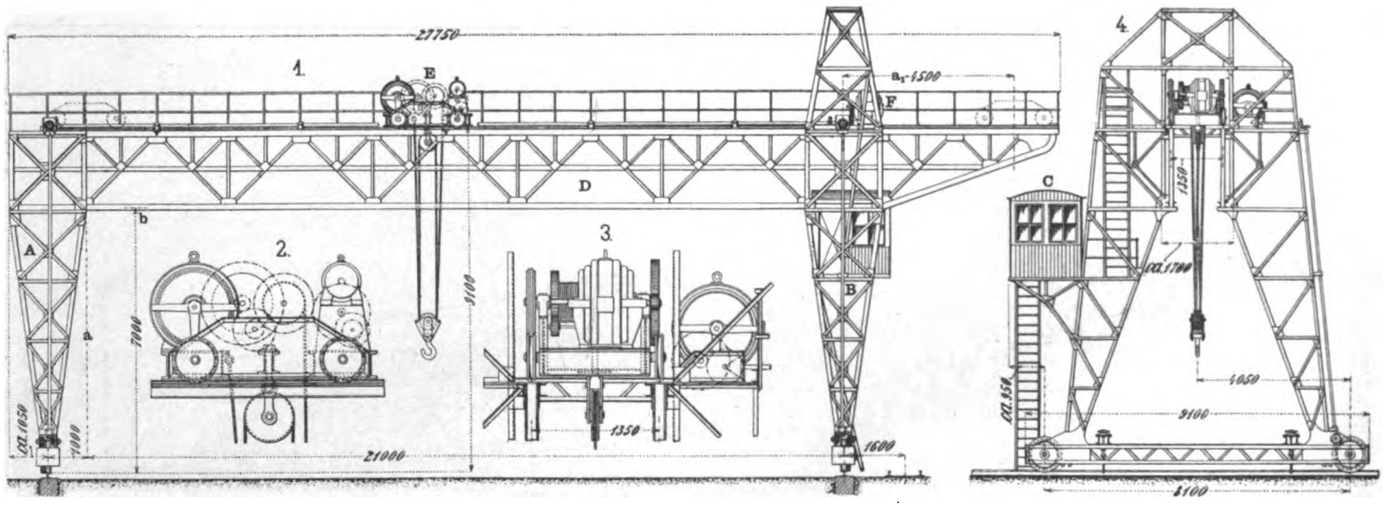


Fig. 55. Z. A.: Bockkran von 15 t Tragfähigkeit.

Die maschinellen Einrichtungen umfassen zunächst die Schiffsmaschine a mit ihrem Kondensator a_1, der Luftpumpe b, der Speisepumpe c und der Lenzpumpe d. Die Maschine, auf deren Detailkonstruktionen wir in einer späteren Nummer an Hand der Zeichnungen noch eingehen werden, hat Zylinder von 270 und 520 mm Weite und einen Hub von 350 mm; sie macht 180 Touren in der Minute und leistet bei 8 At Admissionsspannung rd. 90 PS. Der Kondensator a_1 besitzt eine Kühlfläche von 19,4 qm, genügt also vollständig selbst dann, wenn bei stillstehender Schiffsmaschine alle anderen Maschinen gleichzeitig mit Kondensation arbeiten.

Luft- und Speisepumpe werden von der Schiffsmaschine mittels Balanziers angetrieben.

Das Kühlwasser für den Kondensator wird durch eine Zentrifugalpumpe n, Fig. 8, die durch eine kleine stehende Dampfmaschine angetrieben wird, herangeschafft. Die Pumpe n hat ein Flügelrad von 520 mm Durchmesser und liefert bei 485 Touren in der Minute 1000 l Wasser. Die ihr zugewiesene Dampfmaschine hat einen Zylinder von 100 mm Bohrung und einen Kolbenhub von 125 mm.

Der Dampfkessel m von 66 qm Heizfläche ist normaler Bauart und wird von einer Worthingtonpumpe gespeist, die Dampfzylinder von 114 und Pumpenzylinder von 70 mm Bohrung hat. Der Hub stellt sich auf 100 mm. Die Worthingtonpumpe wird bei stillgelegter Schiffsmaschine an den Kondensator angeschlossen und führt das Kondensat der Kranmaschine g und der anderen Maschinen ab; sie kann aus dem Kondensator, der Bilge und der See wie aus dem Speisewasserbehälter m_1 saugen und drückt in den Kessel, die See oder auf Deck.

Die Schiffsschraube dient im vorliegenden Falle, und das ist eine Eigentümlichkeit der Konstruktion, gleichzeitig als Steuerorgan. Sie wird mittels Kegelräder angetrieben, die in einem Gehäuse eingeschlossen und gleich ihm aus Bronze hergestellt sind. Das Drucklager u_1 bildet einen Teil dieses Gehäuses, in dem auch die kurze Achse der Schiffsschraube gelagert ist. Das Gehäuse u_2 und mit ihm die Schraube kann von Hand um zwei senkrechte Zapfen seitwärts gedreht werden. Man bedient sich dazu eines im Steuerhäuschen u untergebrachten Steuerrades und Schneckengetriebes. Die eben beschriebene Anordnung ermöglicht es, den Ponton nahezu auf der Stelle zu drehen.

Das Windewerk des Kranes, das in Fig. 2 u. 3 im Detail dar-

Zahnrädertabelle der Kranwinde.

Nr.	Zähnezahl	Teilung	Teilkreis-Dr.	Breite	Material	Beanspr. der Zähne kg/cm²
1	24	15 π	360	100	Stahlguß	230
2	13	13 π	169	140	„	230
3	72	13 π	936	130	„	240
4	12	15 π	180	150	„	880
5	25	15 π	375	140	„	905
6	84	15 π	1260	140	„	860
7	25	20 π	500	210	„	975
8	90	20 π	1800	190	„	1020
9	12	15 π	180	150	„	720
10	25	15 π	375	140	„	710
11	84	15 π	1260	140	„	711
12	15	20 π	300	160	Gußeisen	
13	64	20 π	1280	160	„	
14	35	20 π	700	175	„	
15	35	20 π	700	175	„	
16	70	20 π	1400	175	„	

Die Senksperrbremse sitzt auf der ersten Vorgelegewelle q_2 und ist in Fig. 6 und 11 detailliert. Das Zahnrad 3 ist nicht auf der Achse verkeilt, sondern sitzt lose auf dem Gewindestück der Welle, zu dem die Nabe des Rades die Mutter bildet. Diese trägt am Ende zwei Klauen, die sich mit denen einer Kuppelung neben dem Rad auf der Welle mit Spielraum im Eingriff befinden. Auf derselben Welle sitzt lose die Bremsscheibe, innerhalb deren ein Sperrad auf die Welle gekeilt ist. Das lose Ende des Bremsbandes r ist mittels Hebelübersetzung durch ein Gewicht r_1 belastet. Der Gewichtshebel steht durch einen kurzen Hebel r_2 auf der Welle des Bremshebels und die Druckstange r durch die Hebel t und t_1 mit der Nabe des Stirnrades 3 in Verbindung. Die Druckstange s geht durch den Kopf des Hebels t hindurch und trägt außerhalb eine verstellbare Anschlaghülse. Nach oben dagegen ist der Ausschlag des Hebels t unbegrenzt. Wird das Rad 3 im Sinne der Hebung der Last (Pfeil 1, Fig. 11) angetrieben, so schraubt er sich gegen die Kuppelmuffe v soweit vorwärts, bis die Klauen zum Anliegen kommen. Die Welle q_2 wird dadurch

Digitized by Google

mitgenommen und die Last gehoben. Gleichzeitig aber hat sich der Hebel t von dem erwähnten Anschlage abgehoben. Die Bremse wird also beim Heben nicht beeinflußt. Das Bremsband ist durch das Gewicht r_1 angezogen, und das Sperrad dreht sich innerhalb der feststehenden Bremse.

Wenn die Maschine abgestellt ist, wird die Last dadurch gehalten, daß die in der Bremsscheibe gelagerten Sperrklinken in das Sperrad eingreifen.

Will man die Last senken, so ist das Rad 3 in der umgekehrten Richtung anzutreiben. Dann entfernen sich zuerst die beim Heben zur Wirkung gekommenen Zahnflanken der Klauen des Rades 3 von denen der Kuppelmuffe v, indem sich das Zahnrad unter dem Einflusse des Gewindes nach der Seite verschiebt. Dadurch werden aber die Hebel t t_1 mitgenommen, und der Hebel t drückt in dem Augenblick, wo er auf den erwähnten Anschlag auftrifft, den Hebel 2 nieder, wodurch das Gewicht der Bremse angehoben und diese selbst gelüftet wird. Beginnt die Last zu sinken (Pfeil 2, Fig. 11) und wird hierbei die Geschwindigkeit größer, als es die Umlaufzahl der Dampfmaschine zuläßt, so wird das Rad 3 gegen die Kupplung v hineingeschraubt und die Bremse wieder eingerückt; dies führt zum Anhalten der Last.

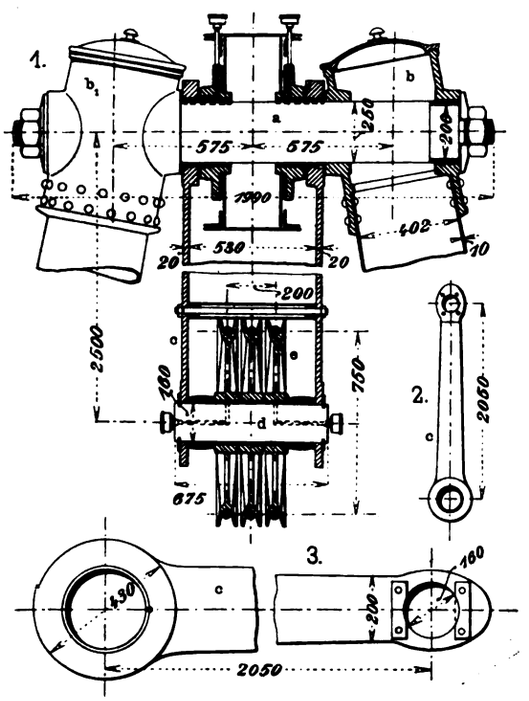


Fig. 56. Z. A.: Scheren-Schwimmkran.

Die Klauen der Kupplung v begrenzen auch den Luftweg, wenn die Last nicht groß genug ist, um die Bremsscheibe unter dem nur wenig gelüfteten Bremsband hindurchzuziehen. Die Last selbst wird durch Stahlradseile gehalten, und zwar hängt die große Last an fünf Strängen eines Seiles von 35 mm Durchmesser und die kleine an 6 Strängen eines Seiles von 17 mm Durchmesser. Das starke Seil ist für rund 43 000 Bruchbelastung, das dünnere für 11 300 kg berechnet. Die Übersetzung des großen Flaschenzuges stellt sich auf 1 : 5, die des kleinen auf 1 : 3. Da auf die Trommel des kleineren Windewerkes q_1 zugleich zwei Seilstränge aufgewunden werden sollen, so wurde sie mit linkem und rechtem Gewinde am Umfange versehen.

Über die zulässige Belastung des Kranes macht uns die ausführende Firma die Angabe, daß das große Windewerk bei 6 m Ausladung 40 t und bei 10 m 25 t trägt, während das kleine bei 13 m Ausladung mit 10 t beansprucht werden darf. Die Geschwindigkeiten für den Lasthub sind durch den Bestellungsvertrag auf 1 m in der Minute bei 40 t, 1,6 m bei 25 t und 4 m in der Minute bei 10 t festgesetzt. Die mit 25 t belastete Schere wurde bei der Probebelastung in der kurzen Zeit von 5½ Minuten aus der äußersten in die innere Lage übergeführt.

In der Abbildung Fig. 56 ist der obere Anschluß der Stützsäulen b b_1 mit den Tragbolzen a und darunter die obere Flasche e, deren Rollen auf der Achse d drehbar sitzen, gezeichnet. Fig. 13 und 14 auf der Tafel stellen das untere Kammlager der Auslegerspindel und Fig. 7 u. 10 die Kreuzkopfführung der Auslegerspindel im Bocke dar. Aus Fig. 13 u. 14 ersieht man, daß das untere Kammlager schwingend angeordnet ist. Das eigentliche Kammlager ist zweiteilig und in ein aus Stahl geschmiedetes Querhaupt eingesetzt.

Zum Verteien des Pontons sind, wie Fig. 12 erkennen läßt, auf Deck zwei Dampfwinden h h_1 mit 180 mm weiten Zylindern und einem Hub des Kolbens von 250 mm aufgestellt, von denen die eine in Fig. 1 u. 4—6 auf der Tafel im Detail gegeben ist. Die Winden betreiben mittels einer unter Druck verlegten Transmission die vor ihnen aufgestellten Gangspills i i_1.

Der Ausladungsanzeiger befindet sich bei f; zum Füllen der Ballasttanks b b_1 b_2 wird eine Dampfzentrifugalpumpe k, Fig. 8, benutzt, die bei 350 Touren in der Minute 4000 l Wasser liefert. Das Flügelrad der Pumpe hat 840 mm Durchmesser, der Dampfzylinder 140 mm; der Hub des Kolbens stellt sich auf 152 mm.

Über die Dimensionen usw. der Räder gibt die folgende Tabelle Aufschluß.

Zahnräder.

z	t	D	b	Zeichnung
z_1 = 12	14 π	168	140	F 103/22
z_2 = 62	14 π	868	130	F 103/26
z_3 = 16	10 π	160	100	F 103/24
z_4 = 45	10 π	450	90	F 103/25
z_5 = 32	10 π	320	75	F 103/27

Für den Kessel m sind die beiden Kohlenbunker X X_1 vorgesehen.

Druckluftwinde.

(Mit Abbildung, Fig. 57.)

Nachdruck verboten.

In Gießereien, Montagehallen, wie überhaupt in allen Werkstätten, in denen mit Druckluft gearbeitet wird, hebt man kleinere Maschinenteile oft schneller und bequemer mit Druckluftwinden als mit den großen Kranen. Für viele Zwecke, z. B. zum Einlegen von Wellen in ihre Lager, zum Abheben und Aufsetzen der Formkasten in Gießereien, ist es unbedingt nötig, daß die Winde ohne Rucken und mit gleichmäßiger Geschwindigkeit arbeitet. Eine für solche Zwecke geeignete Winde ist in Fig. 57 nach einer Ausführung der Ingersoll-Rand Company in New-York City im Schnitt dargestellt.

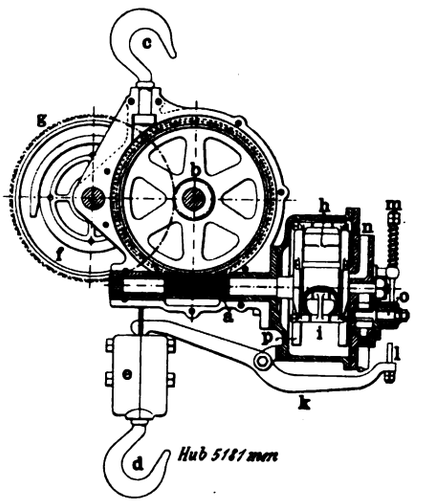


Fig. 57. Z. A.: Druckluftwinde.

Die Konstruktion dieser Winde ist so gedrungen gehalten, daß sie, insbesondere in der Höhenrichtung, nur wenig Platz einnimmt. Der Motor h besitzt drei aus einem Stahlgußstück gedrehte Zylinder, die je um 120° zueinander versetzt radial um die Triebwelle angeordnet sind, so daß ein Massenausgleich geschaffen ist.

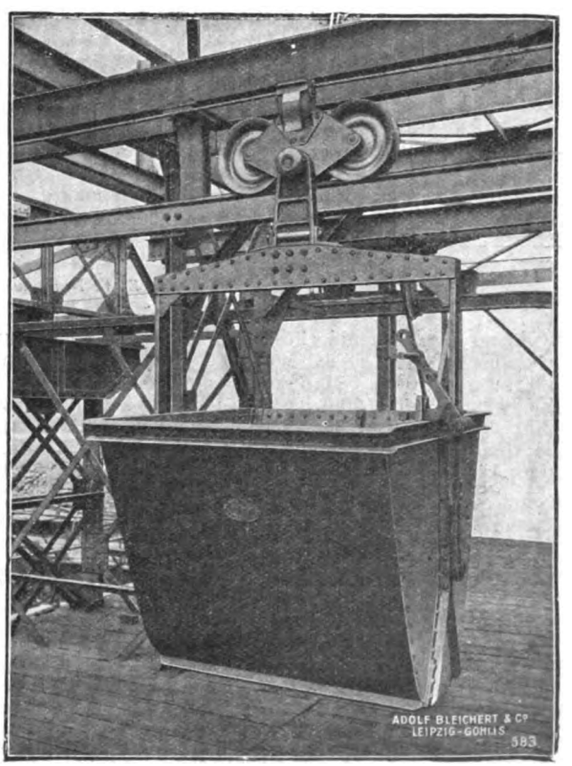


Fig. 58. Z. A.: Neues aus dem Gebiete des Hängebahnbaues.

Zum Abhalten von Verunreinigungen durch Staub ist der Motor eingekapselt und dadurch gleichzeitig die Möglichkeit einer gründlichen Schmierung geboten. Ventile im eigentlichen Sinne, d. h.

Digitized by Google

besondere, der Schmierung bedürftige und Reparaturen unterworfene Steuerungsteile sind nicht vorhanden. Die Druckluft wird durch Kanäle in der Kurbelwelle zugeführt und auf die einzelnen Zylinder verteilt.

Die Kraftübertragung vom Motor auf die Windetrommel f erfolgt unter Verminderung der Geschwindigkeit durch die selbsthemmende Schnecke a mit Schneckenrad b. Eine Bremse ist somit nicht nötig. Die Geschwindigkeit wird noch mehr verringert durch eine Stirnräderübersetzung, die aus einem auf der Schneckenradwelle sitzenden Trieb und dem auf die Trommelwelle gekeilten Zahnrad g besteht.

Alle Teile des Motors sind aus Stahl, außer Kolben und Stopfbüchsen, die aus Rotguß bestehen, und außer dem gußeisernen Gehäuse. Die Schnecke ist aus Stahl, das zugehörige Rad aus Bronze. Alle Räder sind maschinengeschnitten. Die Lager sind mit auswechselbaren Bronzeschalen ausgekleidet. Der Achsialschub der Schnecke wird von einem Kugellager aufgenommen, das mit ihr in einem Ölbad läuft. Der Stand des Öles läßt sich durch ein am Gehäuse angebrachtes Schauglas beobachten.

Zum Einstellen des Ventiles vom Flur aus hängen Zugketten von einem Schwingarm am Ventil herab. Der Haken läßt sich auf dem Kugellager des Hakenblockes nach allen Richtungen um eine vertikale Achse drehen, so daß man die Last frei bewegen kann, ohne das Seil zu drillen. Man kann somit die Last nach irgend einer Seite wenden, ohne daß das Seil sich danach wieder zurückdreht. Für das Ausheben der Formkasten und ähnliche Arbeiten, die große Genauigkeit verlangen, ist das besonders wichtig. Eine selbsttätige Anhaltevorrichtung k m begrenzt den oberen Hub des Hakens.

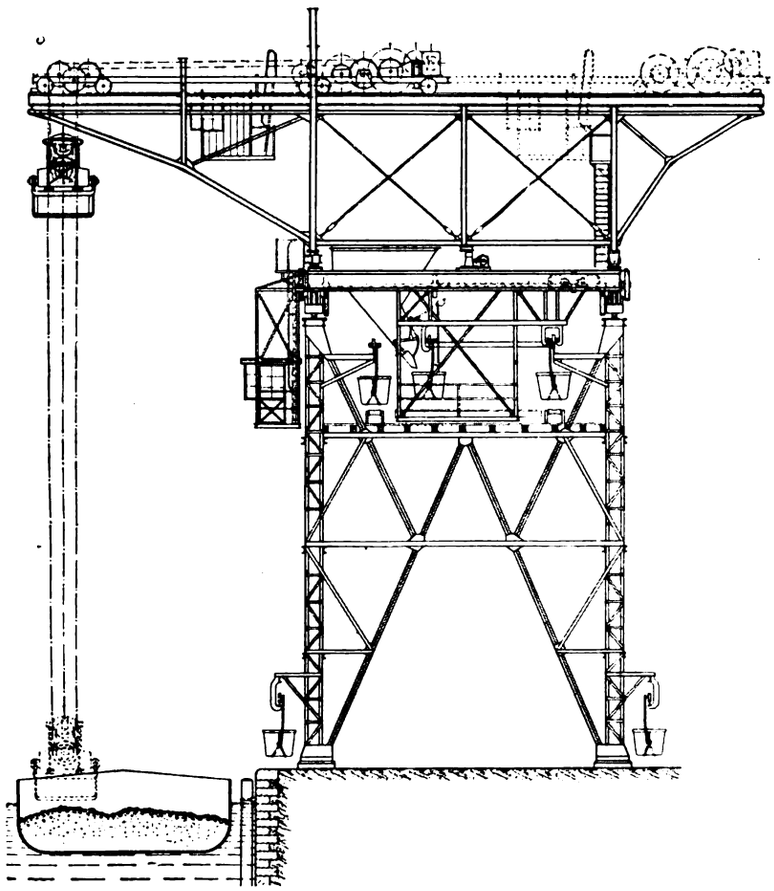


Fig. 59.

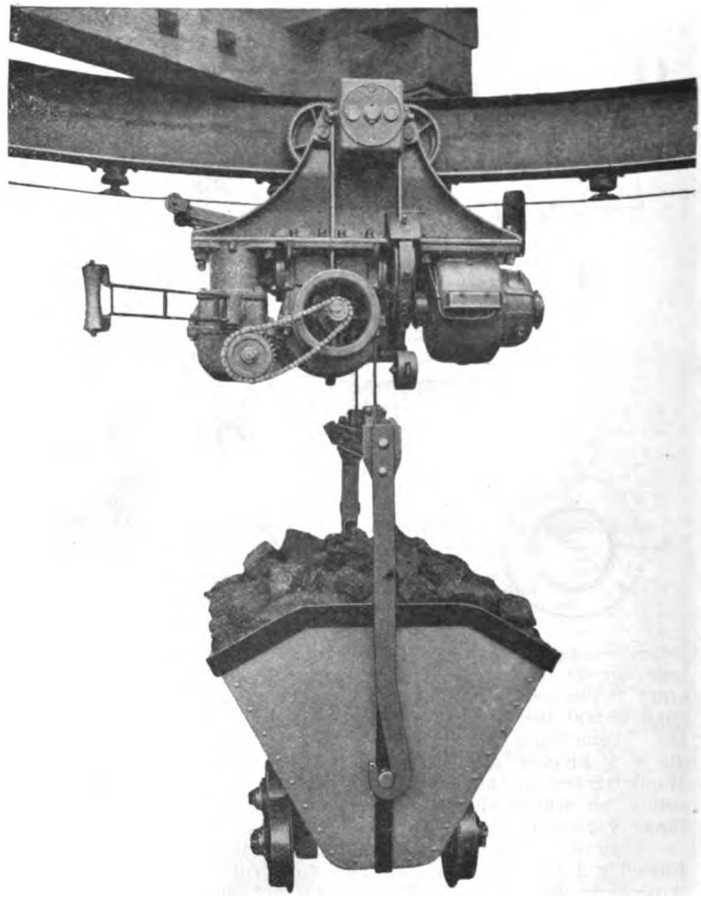


Fig. 60.

Z. A.: Neues aus dem Gebiete des Hängebahnbaues.

Neues aus dem Gebiete des Hängebahnbaues.

(Mit Abbildungen, Fig. 58–61.)

Nachdruck verboten.

Je mehr sich der Hängebahnbetrieb ausbreitet, umso mannigfaltiger werden die dabei angewendeten Konstruktionen, zumal neuerdings neben Dampf und Wasser auch der elektrische Strom als Betriebskraft dient. Zum Beweis sollen im folgenden an Hand der Abbildungen Fig. 58—61 eine Anzahl Neukonstruktionen an Hängebahnen für die verschiedensten Zwecke beschrieben werden.

So zeigt Fig. 58 einen von der Firma Adolf Bleichert & Co. in Leipzig-Gohlis für die Imperial Continental Gas Association in Mariendorf bei Berlin gelieferten Förderwagen von 1,5 cbm Inhalt. Die Wagen, die auf dem Werke mit einer sekundlichen Fahrgeschwindigkeit von 0.8 m befördert werden, folgen sich in Abständen von 34 m. Sie stellen sich als Stahlblechkasten dar und besitzen je eine Arretierungsvorrichtung zum selbsttätigen Entleeren auf der Strecke. Zum Kuppeln an das Zugseil sind die Laufwerke mit dem Bleichertschen Backenklemmapparate „Automat“ ausgerüstet, der durch das Eigengewicht des Wagens betätigt wird und das mechanische Durchfahren von Rechts- und Linkskurven ermöglicht. Demnach sind zur Umführung der Wagen keine Leute erforderlich, das Ein- und Auskuppeln vollzieht sich ganz selbsttätig, so daß der Wagen das Zugseil sicher fassen muß, wenn ihn der Arbeiter an die Kuppelstelle gefahren hat.

Durch diese Einrichtung ist man unabhängig von der Zuverlässigkeit des Bedienungs-Personals geworden, was die Sicherheit des Betriebes zu erhöhen geeignet ist. Da ferner das Ein- und Auskuppeln des Apparates selbst bei den schnellaufenden Zugseilen stoßfrei erfolgt, so ist die Abnutzung der Klemmbacken wie der Seile infolge des Kuppelns nahezu Null.

Das Schema einer mit derartigen Hängewagen arbeitenden Kohlenentladeanlage gibt Fig. 59 wieder. Die Anlage befindet sich im Hafen des „städtischen Gaswerkes 6“ in Tegel-Wittenau und umfaßt mehrere fahrbare Doppelkrane, die mit Greifern aus dem Schiff herausarbeiten. Die Auslegerkrane bewegen sich auf einem niedrigen Unterwagen auf einer sich am Kai entlang ziehenden Hochbahn, die ihrerseits zwei Hängebahnenlinien aufnimmt. Die im Fuße der Fig. 59 erkennbare Hängebahnlinie ist nur für Betrieb von Hand eingerichtet und dient für das betreffende Werk als Reserve.

Für die vorliegende Abhandlung hat die ganze Einrichtung übrigens nur insofern Interesse, als sie zeigt, auf welch gedrängtem Raume sich solche Anlagen unterbringen lassen. Man vergleiche speziell in dieser Hinsicht die Hängebahngleisanordnungen oben in den Ständern.

Elektro-Hängebahnen gehören die in den Fig. 60 u. 61 gestellten Einrichtungen an, und zwar zeigt Fig. 60 einen Windenwagen für T-Schienen-Laufbahnen. Die Laufräder werden durch zwei seitlich von den Gußstahlständern sitzende Motoren angetrieben, die ihren Strom von der blanken Leitung unter der Laufschiene erhalten, während seitlich von dieser eine Schaltleitung für den Windenmotor angebracht ist. Für die Hebe- und Senkbewegungen der Winde ist ein Endausschalter vorhanden, der aus einer am Wagen gelagerten Spindel mit einem auf ihr sich verschiebenden Steine besteht, der die Schaltwelle betätigt. Der Antrieb der Spindel erfolgt mittels Kettengetriebes, das die Windentrommelwelle mit einem auf den Spindelkopf gesetzten Zahnrad verbindet. Durch entsprechende Einstellung der Spindel im Verhältnis zu dem auf ihr sich bewegenden Stein läßt sich bis auf wenige cm genau jede Endstellung des Wagenkastens nach oben und nach unten erreichen.

Digitized by Google

Infolgedessen kann hier ein verhältnismäßig weit ausgedehnter Betrieb mit Hilfe eines Stromimpulses eingeleitet werden.

Mit derartigen Wagen ist z. B. folgende Aufgabe zu lösen: Es ist vom Flur eines Retortenhauses der ausgezogene Koks nach dem Kokslagerplatz auf dem Hofe zu transportieren. Die gefüllten Wagenkasten kommen von der Haltestelle der Elektro-Hängebahn auf Gleisen an. Ein an der Beladestelle ankommender leerer Hängewagen hält an, rückt die Hubwinde auf Senken und läßt den leeren Wagenkasten ab. Sobald der Kasten auf der Ofensohle aufgesetzt hat, rückt er wieder aus, nachdem der Arbeiter den leeren Wagenkasten gegen den vollen ausgetauscht hat. Mit Hilfe eines Anlassers, den er einen Augenblick unter Strom setzt, rückt der Arbeiter ein. Nun hebt sich der Wagenkasten bis zu einer bestimmten Höhe, schaltet mit Hilfe der Spindel, die sich mit der Windentrommel dreht, den Hubmotor aus und dafür den Fahrstrom ein. Dann läuft der Wagen bis zu seinem Bestimmungspunkt, wo er durch einen Anschlag den Wagenkasten zum Kippen bringt. Das Kippen selbst geschieht während der Fahrt.

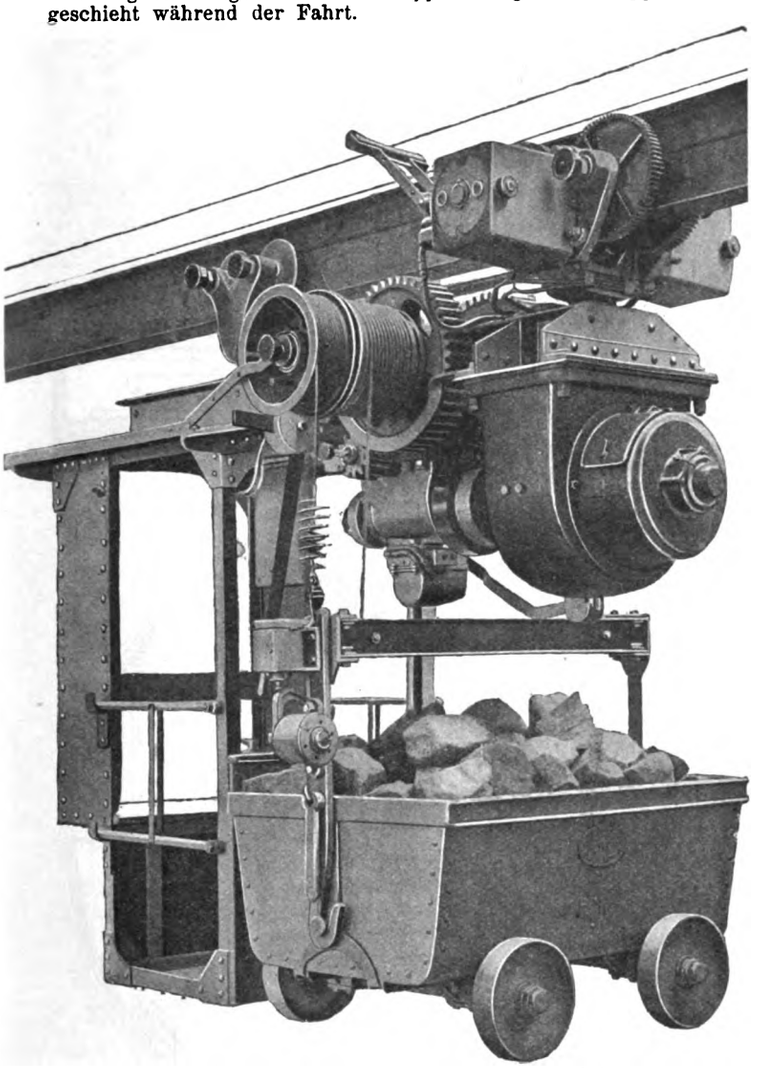


Fig. 61. Z. A.: Neues aus dem Gebiete des Hängebahnbaues.

Der entleerte Wagen fährt weiter bis zu seinem Ausgangspunkte, wo er wieder hält und selbsttätig seinen leeren Wagenkasten absetzt.

Ist kein schleifenartiges Gleis vorhanden, so bleibt der Wagen an seiner Kippstelle stehen und kehrt hier mit Hilfe eines an ihm angebrachten Anschlages die Stromrichtung des Fahrmotors um, so daß er auf dem Wege, den er gekommen ist, wieder zum Ausgangspunkte zurückkehrt.

Die Bleichertschen Elektro-Hängebahnen haben auch eine Einrichtung, die wahlweise Bewegungen des einzelnen Transportwagens an verschiedenen Punkten der Bahn einzuleiten erlaubt, ohne daß dort eine besondere Bedienung erforderlich wäre. Die Einstellung der gewünschten Arbeitsvorgänge wird vielmehr vorher an der Beladestelle oder an einem beliebigen Endpunkte der Bahn vorgenommen. Zu den Arbeitsvorgängen, um die es sich hier handeln kann, ist beispielsweise das Heben und Senken, Kippen und Anhalten der Last, ferner das Betätigen von Wägeeinrichtungen und Blockstrecken, Umlegen von Weichen usw. zu rechnen. Will der Arbeiter eine dieser Bewegungen von seinem festen Standpunkte aus einleiten, so benutzt er eine unter Nr. 168 512 patentierte Einrichtung, die im Prinzip darin besteht, daß an den Stellen, an denen eine jener Bewegungen ausgeführt werden soll, eine kurze Stromleitung von der Hauptleitung abgezweigt ist. Dieser Zweig wird von einem Stromabnehmer passiert, der einem Hubmagneten oder dem die betreffende Bewegung betätigenden Motor Strom zuführt. Ein Schaltwerk wird bei jedem Stromstoß um einen Zahn fortgeschaltet. Mit dem Schaltrade dieses Schaltwerkes ist eine Kurven- oder Stufenscheibe gekuppelt, die durch Einschnappen einer Klinke in eine ihrer Aussparungen Verriegelung oder Entriegelung bewirkt, durch welche die gewünschte Bewegung mechanisch eingeleitet wird.

Wo die zu transportierende Menge nicht so groß ist, daß die Anlage kontinuierlich arbeitender, also mit einer größeren Anzahl Wagen betriebener Transportlinien rentabel erscheint, oder wo an und für sich aus gewissen anderen Gründen nicht kontinuierlich transportiert werden kann, benutzt man Hängebahnwagen mit Führerstand. Diese kennzeichnen sich dadurch, daß sich der Maschinist mit der Last selbst bewegt. Die Anwendung aller Hängebahnwagen mit Maschinistenstand empfiehlt sich besonders da, wo infolge häufiger Abzweigungen von der Linie und bei oft wechselnder Verteilung auf verschiedenen Plätzen die Fernsteuer-Vorrichtungen zu kompliziert ausfallen würden, oder wo die Plätze aus dem angeführten Grunde nicht selbst passiert werden können. Man darf diese Laufkatzen mit Führerstand als eine Art Bindeglied zwischen Laufkran und Drehkran für ganz große Lasten betrachten.

Ein Beispiel einer solchen elektrisch betriebenen Führerstandslaufkatze gibt Fig. 61. Die betreffende Einrichtung dient dazu, Kohle und Koks aus oder in Eisenbahnwagen zu laden und eine Verbindung des Bahnhofes mit einem großen Kohlenlager herzustellen. Der Motor sitzt oberhalb des Führerstandes an der Katze, und der zu transportierende Wagen hängt in höchster Stellung unmittelbar vor dem Führer am Seil der Winde. Der Strom wird dem Kabel durch Rollen entnommen, deren eine in Fig. 61 sichtbar ist.

Eine interessante Drehscheibe, die zugleich Hebebock ist.

(Mit Abbildungen, Fig. 62 u. 63.)

Nachdruck verboten.

Zu welchen Versuchen die moderne Maschinenfabrikation sich aufrafft, wenn es gilt, eine Aufgabe unter Aufwendung geringster Mittel zu lösen, beweist die durch Fig. 62 u. 63 veranschaulichte Einrichtung. Sie entstand infolge der Aufgabe, von einem an einer Fabrik entlang laufenden Anschlußgleise normalspurige Eisenbahnwagen abzuheben und einem mit dem Anschlußgleis einen Winkel bildenden Fabrikgleis im ersten Stockwerk des Fabrikgebäudes zuzuführen.

Um beiden Anforderungen gerecht zu werden, kam man auf ein mit einer Drehscheibe vereinigtes Hebewerk, dessen Mechanismen man der Einfachheit halber mit elektrischem Antrieb ausgestattete. Die Einrichtungen wurden bis auf einen Motor und einen Anlasser in den Werkstätten der Firma C. Schenck, Eisengießerei und Maschinenfabrik, G. m. b. H. in Darmstadt hergestellt und dürfen in ihrer Durchbildung als einzigartig angesehen werden. Die Drehscheibe (Fig. 63, Skz. 2) hat 8,5 m Durchmesser und stützt sich auf einen einstellbaren Königstuhl mit stählerner Spurplatte sowie Spurpfanne aus Bronze; am äußeren Umfang wird sie durch sechs Laufrollen geführt. Der Körper der Drehscheibe trägt vier an ihren oberen Enden paarweise unter sich verbundene Ständer in Gitterwerk, an denen vier Spindeln $n\,n_1\,l$ gelagert sind. Auf den Muttern dieser Spindeln ruht mittels Querbalken mit Kugelbewegung eine Plattform von etwa $8{,}5 \times 1{,}6$ m Fläche für die Schienen. Die Muttern bestehen aus zwei Teilen, um den toten Gang möglichst zu vermindern.

Durch Gegengewichte, die in den Gitterträgern geführt und durch Drahtseile mit der Plattform verbunden sind, ist das ganze Gewicht der letzteren sowie der Nutzlast zum Teil ausgeglichen; so wurde es möglich, sich eine annähernde gleichmäßige Beanspruchung des Motors zu sichern. Die Spindeln haben quer zur Richtung der Schienen 3,5 m und in Richtung der Schienen 5,28 m Achsenabstand. Unten stützen sie sich auf Kugellager, und oben sind sie in einstellbaren Halslagern geführt.

Zum Betrieb der in der A. G. der Spiegel-Manufakturen- u. Chemischen Fabriken von St. Cobain, Chauny & Cirey in Stolberg (Rheinland) befindlichen Drehscheibe und des Hebewerkes dient ein Nebenschlußmotor von 7 PS. der mittels eines Umkehrschalters gesteuert wird. Die einzelnen Bewegungen werden durch Klauenkupplungen eingeleitet, die vom Führerstande v aus durch Handhebel q_1 betätigt werden können. Der Hebel v_1 dient zum Kuppeln, der andere v_2 zur Verriegelung. Bei q befindet sich der Widerstand.

Damit das Hubwerk nicht über seine Endstellungen hinausfahren kann, hat man mit der Vorgelegewelle seines Stirnrades eine Vorrichtung verbunden, die den Steuerschalter, sobald die Plattform die höchste oder tiefste Stellung eingenommen hat, in seine Nullstellung zurückführt. Die betreffende Vorrichtung besteht in der Hauptsache aus einer Spindel, die durch einen drehbaren Rahmen hindurchtritt. Auf der Spindel läuft eine Mutter,

Digitized by Google

die im Rahmen geführt ist und in ihren Endstellungen Rahmen und Spindel kuppelt. Die Endstellungen der Mutter entsprechen selbstverständlich denen des Hubwerkes.

Die Kupplung erfolgt so, daß der Rahmen gedreht und dann der mit ihm durch Gelenkketten verbundene Steuerschalter in die Nullstellung zurückgeführt wird. Eine Bremse, die mit der Endstellung verbunden ist und auf die Motorwelle wirkt, bringt den Motor und damit naturgemäß auch das Hubwerk zum Stillstand, sobald die Endstellungen erreicht sind.

Wie die uns von der Firma Schenck zur Verfügung gestellte Zeichnung erkennen läßt, ist der Wendeschalter mit den dazugehörigen Widerständen seitlich auf der Drehscheibe untergebracht.

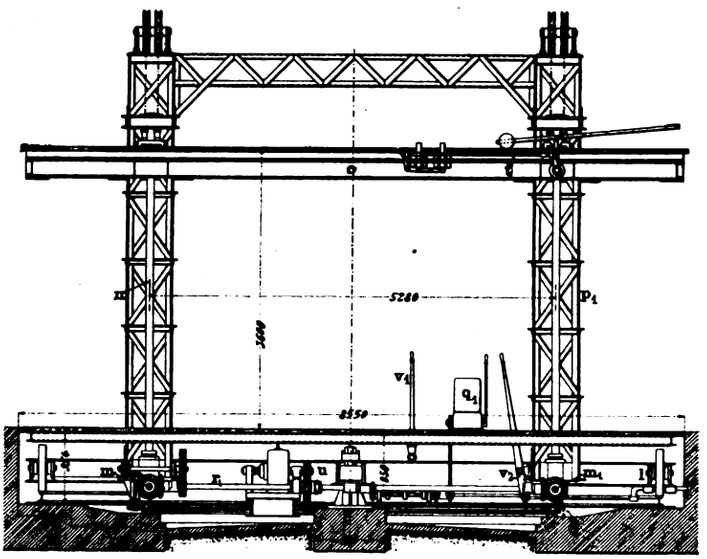


Fig. 62. Z. A.: Eine interessante Drehscheibe.

Die Eisenbahnwagen werden auf der Plattform durch eine Sperreinrichtung festgehalten, die selbsttätig gelöst wird, nachdem das Hubwerk seine tiefste Stellung erreicht hat. In der höchsten Stellung löst man das ganze Gesperre durch einen Fußhebel.

Berechnung eines Windebockes

für Lokomotiven.

Von Regierungsbaumeister **Ad. Vieth** in **Bremen.**

(Mit Abbildungen, Fig. 64—67.)

Nachdruck verboten.

Die Lokomotiven in den Reparaturwerkstätten müssen behufs Entfernung der Achsen oder Vornahme von Reparaturen unterhalb der Lokomotiven und aus anderen Gründen so hoch gehoben werden, daß sich diese Arbeiten ohne Schwierigkeiten ausführen lassen. Zu dem Zwecke schiebt man vorn und hinten an geeigneter Stelle quer zur Lokomotive kräftige Träger hindurch, Fig. 64, Skz. 3, an deren Enden je ein Windebock angreift. Man bedarf also zum Heben von Lokomotiven vier Windeböcke, deren Form im allgemeinen durch Fig. 64, Skz. 2 skizziert ist.

Beim Heben der Lokomotiven bleiben die darunter befindlichen Achsen auf den Schienen stehen, so daß das Achsengewicht bei der Berechnung des Windebockes in Abzug zu bringen ist. Außerdem wird der Lokomotivkessel vom Wasser entleert, um das zu hebende Gewicht klein und dadurch die Windeböcke einfach und leicht gestalten zu können.

1. Lokomotivgewicht: Das Lokomotivgewicht sei leer, ohne Wasser und Kohlen, und ohne Achsen zu $L = 32\,t = 32\,000$ kg angenommen.

2. Trägerberechnung: Die Entfernung je zweier an einem Träger angreifenden Windeböcke muß etwa 3500 mm groß sein. Da die Entfernung der Lokomotivrahmenbleche 1210 mm beträgt, so ergeben sich mit Rücksicht darauf, daß der Träger das halbe Lokomotivgewicht aufnehmen muß, die durch Skizze 1, Fig. 64 gegebenen Abmessungen und Belastungsverhältnisse.

Der Auflagerdruck beträgt dementsprechend $A = 8000$ kg. Der Hebelarm bis zum gefährlichen Trägerquerschnitt unter der Last P beträgt, Skz. 1 u. 2, Fig. 64, $c = 114.5$ cm oder = rund 115 cm.

Daher ist das Biegungsmoment für diesen Querschnitt $M = A \cdot c = 8000 \cdot 115 = 920\,000$ cmkg.

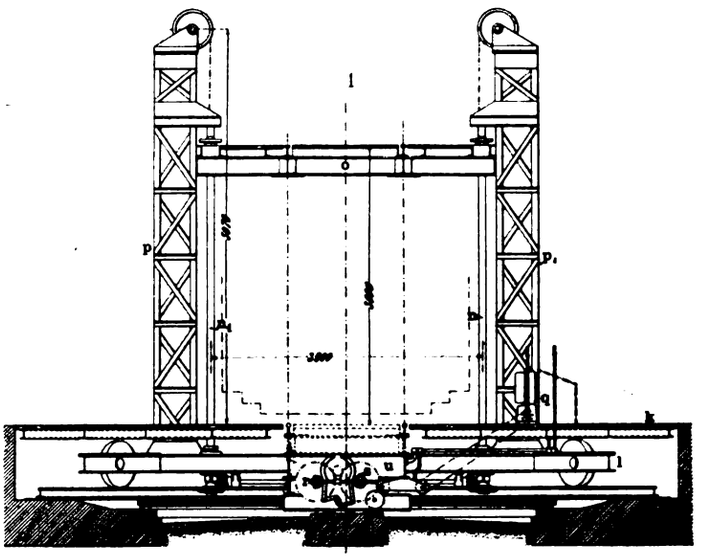
Nun ist aber $M = W \cdot k_b$, worin W das Widerstandsmoment des Trägers und k_b die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm bedeutet.

Wählt man ein I-Walzeisenprofil für den Träger und die zulässige Biegungsbeanspruchung $k_b = 900$ kg/qcm, so ist

$$W = \frac{M}{k_b} = \frac{920\,000}{900}, \text{ also = rund } 1020 \text{ cm}^3,$$

wofür sich das I-Normalprofil 36 ergibt.

3. Allgemeine Annahmen: Der Windebock sei, wie Fig. 65, Skz. 1—3 zeigen, aus Holz konstruiert, vgl. auch Fig. 64, Skz. 2. Die Grundschwellen sollen 150 mm hoch und 250 mm breit angenommen werden. Die beiden senkrecht stehenden Stützen sollen rechteckigen Querschnitt = 143 × 200 mm haben und gegen die Grundschwellen durch geneigte Streben von 100 × 100 mm Querschnitt abgesteift werden.



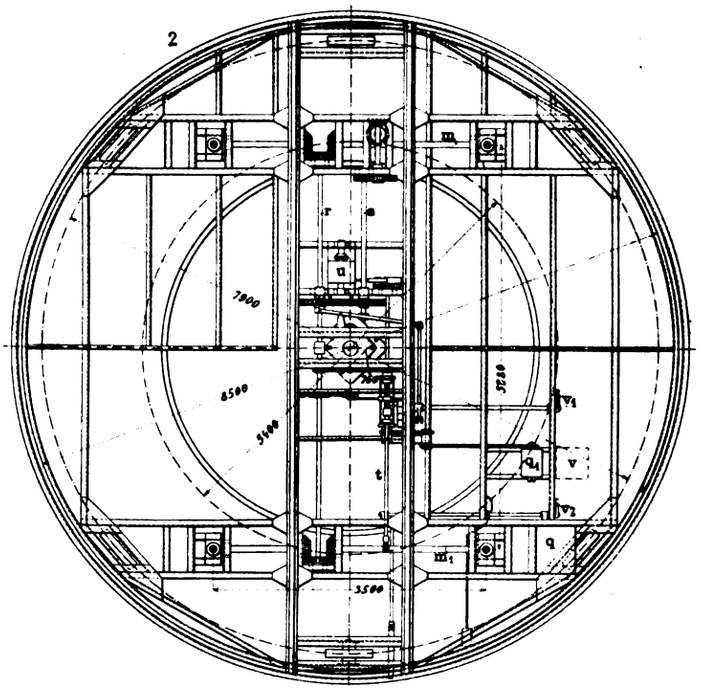


Fig. 63. Z. A.: Eine interessante Drehscheibe.

Die Hubhöhe des Windebockes soll h = 1700 mm betragen.

Die beiden Stützen werden oben durch einen kurzen, kräftigen Holm von 150 × 250 mm Querschnitt verbunden, Fig. 65, Skz. 1 bis 3. Außer den üblichen Holzverbindungen sollen schmiedeeiserne Winkellaschen und Schraubenbolzen zur Sicherung der Verbindungsstellen angewendet werden.

Zwischen den beiden Stützen wird eine genau lotrecht stehende Schraubenspindel mit flachem Gewinde aufgestellt. Diese ist unten auf einer Spurpfanne, oben in dem Holme gelagert und trägt eine zwischen Stützen geführte Mutter, die durch Drehung der Schraubenspindel nur verschoben werden kann. Ihre Drehung wird dadurch verhindert, daß sie sich mit zwei parallelen Seiten an die Innenseiten der Stützen lehnt. Diese Führung wird noch durch zwei halb in die Stützen eingelassene Rundeisen wesentlich verstärkt.

Der Antrieb der Schraubenspindel erfolgt von oben durch ein Zahnradvorgelege, das von einem zweiten Zahnrädervorgelege mit

Digitized by Google

Handwindekurbeln in der üblichen Höhe über dem Erdboden betätigt wird, Das Versetzen des Windebockes erfolgt mittels Brechstangen, die unter schmiedeeiserne Haken an den Grundschwellen angreifen.

4. Die Schraubenspindel: Die Schraubenspindel sei aus Tiegelstahl. Sie wird durch den Auflagerdruck des Trägers A = 8000 kg auf Zerknicken beansprucht.

Die auf Zerknicken in Betracht kommende Länge kann h = ~ 1700 mm, der Hubhöhe des Windebockes gleichgesetzt werden. Dann gilt die Formel, Fig. 66,

$$A = \frac{\pi^2 \cdot I}{n \cdot \alpha \cdot l^2} \quad \text{oder} \quad I = \frac{n \cdot \alpha \cdot l^2}{\pi^2} A .$$

In dieser Formel bedeutet

I das Trägheitsmoment für den kreisförmigen Querschnitt der Schraubenspindel,

n den Sicherheitsgrad gegen Zerknicken,

$\alpha = \frac{1}{2\,200\,000}$ die Dehnungswertziffer für Tiegelstahl,

l die Knicklänge des Stabes hier = h = 170 cm,

π^2 kann in diesem Falle = rund 10 gesetzt werden,

A die Schraubenspindelbelastung = 8000 kg.

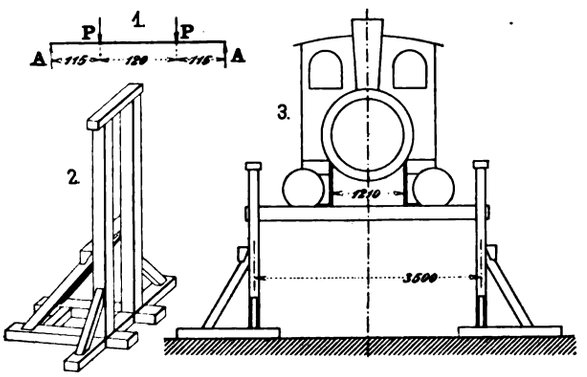


Fig. 64.

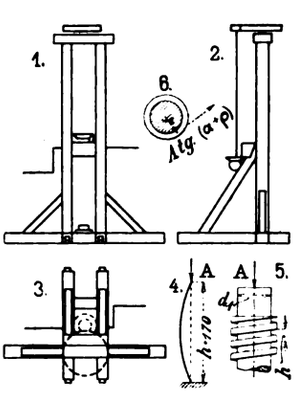


Fig. 65.

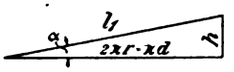


Fig. 66.

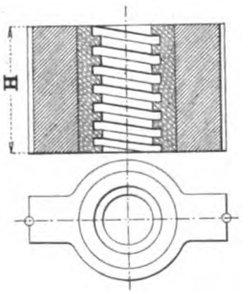


Fig. 67.

Fig. 64—67. Z. A.: Berechnung eines Windebocks.

Nimmt man den Sicherheitsgrad n = 5 an, dann ist

$$I = \frac{5 \cdot 170 \cdot 170}{10 \cdot 2\,200\,000} \cdot 8000 = \frac{289 \cdot 2}{11} = \text{rund } 52{,}55 .$$

Nun ist $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ also $\frac{\pi \cdot d^4}{64} = 52{,}55$, daraus $d^4 = \frac{64 \cdot 52{,}55}{\pi} = \text{rd. } 1070.$

$$d = \sqrt[4]{1070} = \sqrt{\sqrt{1070}} = \sqrt{32{,}7} = 5{,}72 \text{ cm}$$

oder d = rund 60 mm Kerndurchmesser der Schraubenspindel.

5. Kontrolle der Schraubenspindel, auf Druck berechnet, Skz. 5, Fig. 65: Es sei k_d die zulässige Druckbeanspruchung in kg/qcm und d_1 der Kerndurchmesser der Schraubenspindel.

Es ist $k_d = \frac{A}{\frac{\pi \cdot d_1^4}{4}} = \frac{8000}{\frac{\pi \cdot 6^2}{4}} = \frac{8000}{28{,}27}$; k_d = rund 280 kg/qcm .

Die Druckbeanspruchung ist also außerordentlich niedrig.

6. Berechnung des Gewindes: Zwischen dem Schraubengewinde und dem Muttergewinde entsteht gleitende Reibung. Bei wenig gefetteten Gewindeflächen kann man die Wertziffer der gleitenden Reibung $\mu = 0{,}1$ setzen.

Bezeichnet ρ den Reibungswinkel, so ist tang $\rho = \mu = 0.1$.

Hieraus ergibt sich nach der Tabelle der natürlichen Werte der Winkelfunktionen $\sphericalangle \rho = 5^0\,50'$.

Soll der Lokomotivwindebock mit Selbsthemmung arbeiten, d. h. die gehobene Lokomotive in jeder beliebigen Höhenlage auch beim Aufhören des Arbeitsdruckes an der Kurbel ohne Sperrvorrichtungen von der Schraubenspindel getragen werden, so muß der Steigungswinkel der Schraube α kleiner als der Reibungswinkel sein, also $\alpha < \rho$.

Wählt man daher den Steigungswinkel z. B. $\alpha = 5^0\,10'$, so ist Selbsthemmung vorhanden.

Nennt man:

h die Steigung des flachen Gewindes, vergl. Fig. 65, Skz. 5 u. 66,

r den mittleren Gewindehalbmesser, der bei Annahme von 10 mm Gewindetiefe $r = \frac{60}{2} + \frac{10}{2} = 35$ mm beträgt, so ist aus

$\text{tang } \alpha = \frac{h}{2\pi \cdot r}$ (Fig. 65, Skz. 6).

$h = 2\pi \cdot r \cdot \text{tang } \alpha = 2\pi \cdot 35 \cdot \text{tang } 5^0\,10' = 70 \cdot \pi \cdot 0{,}0904 = 19{,}8$ mm oder h = rund 20 mm Steigung.

7. Berechnung der Mutter: Die Mutter soll aus Schmiedeeisen mit bronzener Ausfütterung ausgeführt werden, Fig. 67.

Der Flächendruck in den Gewindeflächen kann bei Stahl auf Bronze bei Bewegungsschrauben bis 100 kg/qcm betragen. Es sei hier k = 50 kg/qcm.

Dann ist die Gewindefläche F zu ermitteln aus $F = \frac{A}{k}$, worin A = 8000 kg ist.

$$F = \frac{8000}{50} = 160 \text{ qcm.}$$

Da die Gewindefläche 1 cm breit angenommen ist, so muß ihre Länge demnach 94 cm betragen.

Die Länge der Gewindefläche bei einem Gewindegange ist nach Fig. 66

$$l_1 = \sqrt{\pi \cdot d^2 + h^2} ,$$

worin d = 7 cm der mittlere Gewindedurchmesser, h = 2 cm die Schraubensteigung ist;

$$l_1 = \sqrt{\pi \cdot 7^2 + 2^2} = \sqrt{22^2 + 4} = \sqrt{488} = 22{,}1 \text{ cm.}$$

Der Flächeninhalt der Gewindefläche eines Ganges beträgt daher bei 1 cm Breite = 22,1 qcm.

Bei dem angenommenen Flächendruck von k = 50 kg/qcm sind also

$i = \frac{F}{22{,}1} = \frac{160}{22{,}1}$ = rund 7,5 Gewindegänge in der Mutter erforderlich (Fig. 67).

Die Mutternhöhe beträgt infolgedessen H = 7,5 h = 7,5 · 20 = 150 mm.

(Fortsetzung folgt.)

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Hydraulischer Hebebock

(*Mit Abbildung, Fig. 68.*)

Nachdruck verboten.

Für manche Zwecke zieht man der in Heft 15, Jahrgang 1905 dieser Zeitschrift beschriebenen Ausführungsform des von Heinrich de Fries, G. m. b. H. in Berlin gebauten hydraulischen Hebebockes die in Fig. 68 dargestellte Bauart vor. In dieser Ausführung wird der Hebebock insbesondere zum Heben und Versetzen von Brücken und anderen schweren Eisenkonstruktionen beim Stapellauf von Schiffen, wie überhaupt überall da, wo es sich um die Hebung schwerer Lasten mit geringem Kraftaufwand handelt, verwendet.

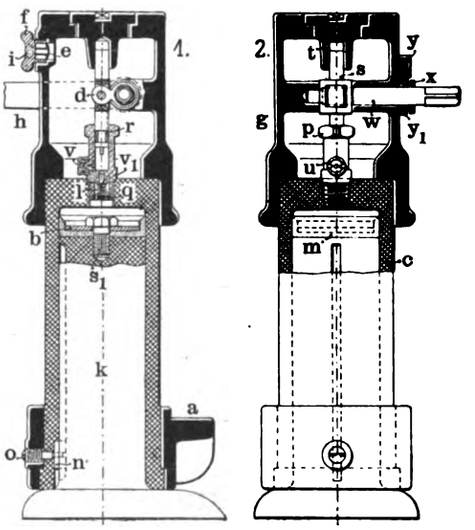


Fig. 68. Z. A.: Hydraulischer Hebebock.

Während man bei hydraulischen Hebezeugen meist die Pumpe feststehend und den Stempel in seinem Zylinder beweglich anordnet, weist die in Fig. 68 dargestellte Bauart einen feststehenden Stempel k auf, über dem sich der Zylinder c samt der darauf aufgesetzten Pumpe bewegt.

Die aus dem Längsschnitt erkennbare, durch D. R.-P. geschützte Konstruktion der Pumpe bedeutet insofern einen Fortschritt, als die sonst zum Senken erforderliche Ablaß-(Ventil-)Schraube hier

Digitized by Google

fortfällt. Eine wesentliche Vervollkommnung besteht auch in der Anwendung von geschmiedetem Stahl für die Herstellung der Zylinder anstelle des hierfür bisher meist verwendeten Temper- und Stahlgusses oder von Spezialmetall, die im allgemeinen bezüglich ihrer Dichtigkeit als unzuverlässig und deshalb für hydraulische Hebeböcke als ungeeignet bezeichnet werden müssen. Dagegen entspricht der aus dem vollen Material herausgearbeitete, aus geschmiedetem S.-M.-Stahl mit einer Bruchfestigkeit von 65—67 kg/qmm angefertigte Zylinder allen Anforderungen, die man bei den geringen Wandstärken hydraulischer Handhebezeuge hinsichtlich Dichtigkeit und Zähigkeit im Interesse einer genügenden Betriebssicherheit, Leistungsfähigkeit und Dauerhaftigkeit stellen muß.

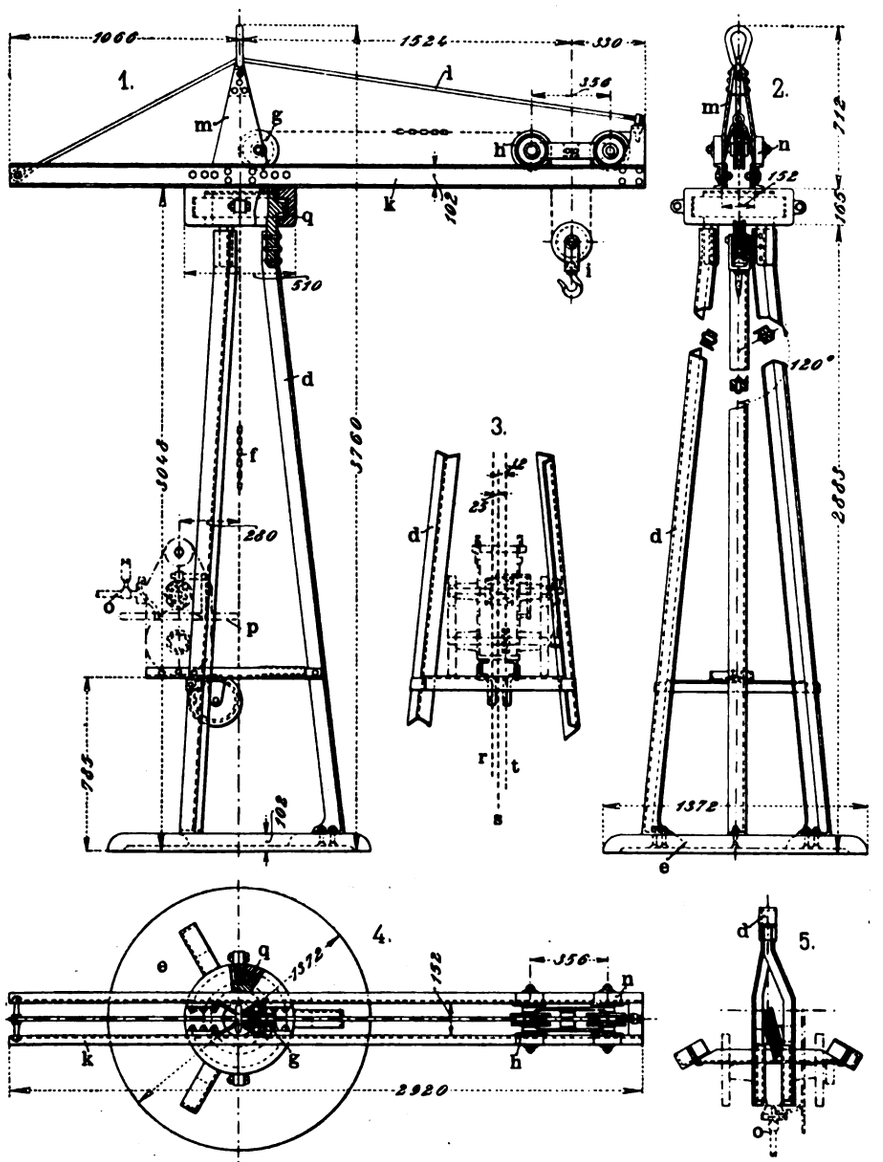


Fig. 69. Z. A.: Transportabler Drehkran.

Über die Konstruktion sei kurz bemerkt, daß durch Hin- und Herschwingen des auf das Vierkantende der Welle w aufgesetzten Handhebels h der Plunger s mittels des Daumens d hin und her bewegt wird, wodurch bald das Saugventil v, bald das Druckventil v_1 geöffnet wird. Durch letzteres tritt das Druckwasser in den Zylinder c über und läßt ihn über dem feststehenden Stempel k emporsteigen. Der Stempel besitzt eine Lederdichtung m.

Will man die Last senken, so bewegt man den Hebel um einen größeren Drehwinkel abwärts. Dadurch wird der Plunger s so weit vorgeschoben, daß der an seinem vorderen Ende befindliche Zapfen die Führung des Druckventils v_1 berührt und Wasser zurückströmen läßt.

Transportabler Drehkran.

(Mit Abbildung, Fig. 69.)

Nachdruck verboten.

Die zunehmende Größe und Stärke der Einzelteile der neuzeitlichen Lokomotiven läßt die bisher bei ihrer Montage angewendeten Flaschenzüge u. dgl. als unzulänglich erscheinen, wie auch der Transport der schweren Stücke nicht mehr von den Arbeitern allein bewältigt werden kann. Wenn man aber dem Monteur ein durch Maschinenkraft betriebenes Hebezeug zur Verfügung stellen will, so muß man berücksichtigen, daß dessen Standort sich leicht ändern lassen muß, damit man es stets an den Stellen des Werkplatzes zur Verfügung hat, wo es gerade gebraucht wird. Außerdem muß es leichter und rascher zu handhaben sein, als die großen Krane, deren man sich in den Montagehallen zum Einsetzen der schwersten Teile, wie des Kessels und der Zylinder, bedient. Mitunter verwendet man allerdings Ausleger, die an dem Gebälk der Werkstätte angeordnet sind; diese vermögen aber, da sie feststehen, natürlich nicht die gleichen Dienste zu leisten, wie eine Hebevorrichtung, deren Standort man leicht wechseln kann. Diese Erwägungen veranlaßten die Ingenieure Maxfield und Gardner der Pennsylvania-Eisenbahn in Trenton, New-Jersey, den in Fig. 69 wiedergegebenen Drehkran zu konstruieren, der sich leicht an die Arbeitsgrube oder an die zusammenzusetzende Maschine heranfahren läßt.

Dieser Kran ist nach einer Mitteilung des „Railway master mechanic" mit einem Druckluftmotor ausgerüstet, mit dem man eine am äußersten Ende des langen Armes des Querbaumes k hängende Last von 300 kg heben kann. Der kleine Arm trägt ein in die Zeichnung nicht aufgenommenes Gegengewicht. Der Kran besteht aus einem gußeisernen Sockel e, an dem drei Winkeleisen d durch Schrauben befestigt sind. Das von ihnen gebildete, pylonartige Gestell wird von einem Gußstück bekrönt, in dem auf Rollen q das den Querbaum k tragende Haupt sich dreht. Die auf dem Querbaum verschiebbare Laufkatze besitzt Kugellager für die Räder. Der Ausleger k ist aus zwei [-Eisen von 101 mm Höhe zusammengesetzt, die an beiden Enden durch Querriegel gegeneinander abgesteift sind und eine statische Unterstützung durch die über den Aufsatz m hingeführte Zugstange l von 16 mm Stärke erhalten haben.

Die Hub- und die Fahrbewegungen lassen sich leicht durch den an der Motorsteuerung stehenden Arbeiter einleiten. Der Kran leistet ausgezeichnete Dienste bei der Einführung der Kolben in ihre Zylinder und dort, wo schwere Stücke gehoben und gehalten werden müssen, weshalb er sich vor allem in Eisenbahnwerkstätten als ganz besonders praktisch und wenig kostspielig erwiesen hat.

Sicherung für Kranketten.

(Mit Abbildung, Fig. 70.)

Nachdruck verboten.

Weil schon oft durch eine Beanspruchung der Kranketten über ihre Elastizitätsgrenze Anlaß zu Unfällen gegeben worden ist, schalten neuerdings einige Fabrikanten die in Fig. 70 im Schnitt dargestellte Sicherheitsvorrichtung in die Hubkette ein. Während das untere Kettentrum an dem unteren Haken e angreift, schließt man das obere Trum an den oberen Haken an. Der untere Haken e hängt an einem Querhaupt, das mittels zweier Schraubenbolzen an den beiden Federn d aufgehängt ist. Die Federn ihrerseits stützen sich auf die Bodenplatte, durch deren Mittelöffnung die Verbindungsstange zwischen Haken e und Querhaupt hindurchreicht. Diese Platte überträgt den auf sie ausgeübten Druck mittels der durch die Federn hindurchreichenden Bolzen auf das an dem oberen Haken hängende Querhaupt, somit auf das obere Kettentrum. Das Ganze ist durch ein Gehäuse staub- und wasserdicht eingeschlossen, an dessen Deckelunterseite eine Glocke k angebracht ist. Werden die Federn d über ein gewisses Maß hinaus zusammengedrückt, so bringt ein Kontakt die Warnglocke k zum Ertönen. Die Last bleibt auch dann, wenn eine der lediglich auf Druck beanspruchten Federn oder gar beide brechen sollten, hinreichend unterstützt, weil sie dann einfach auf den zusammengedrückten Federn und damit auf der Bodenplatte ruht.

Die Warnglocke k kann man mit einem Federkraftwerk ausrüsten, das den Klöppel anschlagen läßt, sobald es ausgelöst wird, doch findet man meist eine elektrische Läutevorrichtung angebracht.

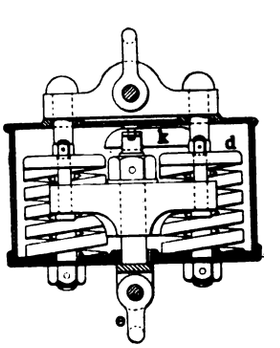


Fig. 70. Z. A.: Sicherung für Kranketten.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 5. Begründet von W. H. Uhland. 27. Februar 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

70 PS-Gasmaschine

und 280 PS-Braunkohlen-Gasmotoren-Anlage.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 11 und Abbildung, Fig. 71)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 11 in Fig. 1—5 u. 9 dargestellte liegende Gasmaschine der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. in Nürnberg, ist für eine Leistung von 70 PS konstruiert, besitzt einen Zylinder von 450 mm und einen Kolbenhub von 580 mm; ihre normale Tourenzahl stellt sich auf 180 in der Minute.

Die Maschine arbeitet im Viertakt; ihr Gestell hat eine große bis nahe an die hintere Zylinderflansche reichende Auflagefläche. In den Zylindermantel ist die Zylinderlaufbüchse leicht auswechselbar eingezogen. Der kurz gebaute Zylinderkopf trägt Druck und Wärmespannung durchaus Rechnung. Alle Innenräume sind gleichmäßig gut zugänglich, und die Kühlung der Wandung erfolgt sachgemäß. Der Kolben hat eine lange Lauffläche und ist mit einer durch D. R. G.-M. geschützten Nachstellvorrichtung versehen. Die letztere ermöglicht es, nach eingetretener Abnutzung den Kolben wieder spielfrei einzulassen, wodurch jedes Klopfen verhindert wird. Sechs gleichmäßig anliegende Kolbenringe bewirken die Abdichtung.

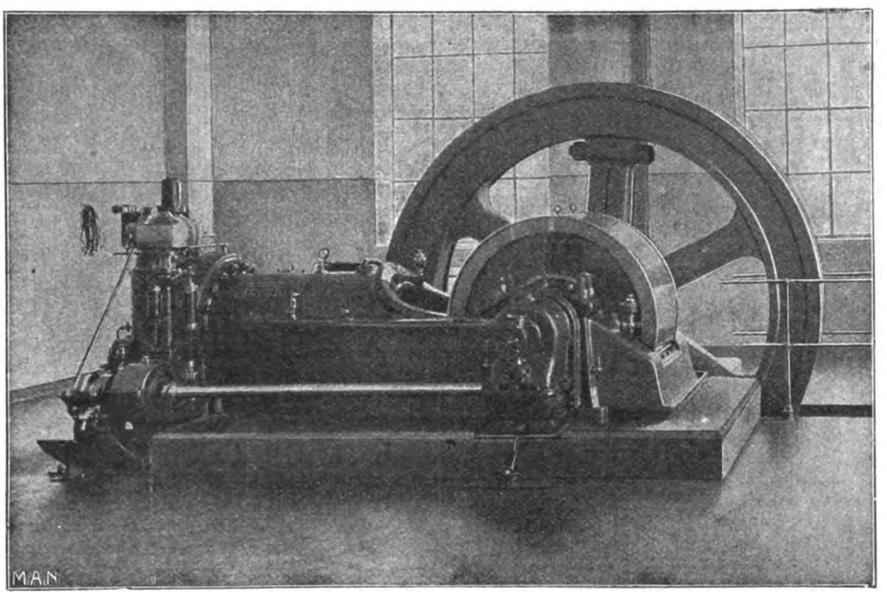


Fig. 71. Z. A.: 70 PS-Gasmaschine und 280 PS-Braunkohlen-Gasmotoren-Anlage.

Die größeren Maschinen erhalten, wie hier eingeschaltet sei, an den Kurbelschenkeln Gegengewichte, um die mit der Maschinengröße zunehmenden Massenwirkungen des Triebwerkes auf Fundament usw. möglichst aufzuheben. Die Steuerwelle ist nur am Gestell gelagert, so daß ihre Lage beim Abnehmen des Zylinderkopfes nicht verändert werden kann. Große Steuerräder gewährleisten den ruhigen Gang. Alle der Abnutzung unterworfenen Teile der Steuerung wie Bolzen, Rollen, Druckflächen usw. sind in gehärtetem und geschliffenem Stahl ausgeführt.

Für Nachstellvorrichtungen im Steuergestänge ist gesorgt.

Die Ventile de werden durch die unrunden Scheiben $o\,o_1$ gesteuert.

Das Einlaßventil e reicht mit seiner Spindel d_1 durch das Gehäuse nach außen; auf die durch eine Feder belastete Spindel setzt sich die Rollenhebelstange f, gegen die sich die Rolle h eines durch die Pufferfeder k_1 belasteten Winkelhebels anlegt. Der Puffer ist in der üblichen Weise in einem Zylinder k auf der Haube des Ventiles untergebracht. Eine Stange i wirkt auf den Winkelhebel h und wird selbst durch den Nocken o von der Steuerwelle aus beeinflußt. Das Einlaßventil e untersteht zu gleicher Zeit der Einwirkung eines Regulators, dessen Bewegung durch das Gestänge $m, l\,g_1\,g$ übertragen wird.

Die Einlaßsteuerung bewirkt eine gute Füllungsregelung: Menge und Zusammensetzung des Gemisches werden der Belastung stets genau angepaßt. Das Steuergestänge arbeitet ohne Rückdruck auf den durch gefräste Steuerräder angetriebenen Federregulator; infolgedessen bewegt sich die ganze Steuerung verhältnismäßig ruhig und reguliert schnell und feinfühlig. Der Regulator wirkt nicht auf eine Drosselklappe, sondern auf den Hub des Einlaßventiles und des mit ihm zwangläufig verbundenen, das Mischungsverhältnis genau regelnden Mischventiles derart ein, daß mit abnehmender Belastung eine kleinere und zugleich gasärmere Gemischmenge angesaugt wird.

Kompressions- und Explosionsdruck sind niedrig gehalten, damit nicht zugunsten einer geringen Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades die Betriebssicherheit und Lebensdauer der Maschine leidet. Mit der Gemischmenge nimmt auch der Druck ab, was ebenfalls zur Schonung der Maschine beiträgt, da ja doch in allen Betrieben Zeiten eintreten, wo die Maschine geschont werden kann; dabei arbeitet sie in jeder Belastungsstufe bis zum Leerlauf gleichmäßig und mit regelmäßigen Zündungen ohne Aussetzer. Die Wärmeausnützung bleibt bis zum Leerlauf so, daß der Verbrauch an Brennstoff für die PS_i Stunde nahezu unverändert ist. Die Ausbildung des Mischventiles verhindert auch bei teerhaltigem und von Staub durchsetztem Gas eine vorzeitige Verschmutzung, seine feste Verbindung mit dem Einlaßventil aber das Hängenbleiben. Schwankungen im Heizwert des Gases lassen sich mittels besonderer Vorrichtung ausgleichen, infolgedessen kann man eine für sogen. Sauggas berechnete Maschine auch mit Leuchtgas betreiben.

Die Spindel des Auslaßventiles e ist außergewöhnlich stark und sehr lang geführt. Ein Schirm an der Spindel e_1 schützt die unten mit einer Stopfbüchse versehene und daher leicht in Öl zu haltende Führung vor dem Anprall der ausfließenden Verbrennungsgase und vor Schmutz. Ventil und Führung werden durch Wasser gekühlt; ein Nachschleifen des Ventiles braucht infolgedessen nur in verhältnismäßig großen Zwischenräumen vorgenommen zu werden. Für die zwangläufige Steuerung des Auslaßventiles ist ein Nocken o_1 vorgesehen, der auf einen Winkelhebel n wirksam wird.

Die Zündung wird durch einen elektrischen Funken bewirkt, der mit Hilfe eines Magnetzündapparates p erzeugt wird, wobei der Antrieb des Zündapparates von der Steuerwelle aus durch das Gestänge $c_1\,c_2$, Fig. 5, bewirkt wird. Der Zünder q erhält seine Bewegung vom Apparate p aus. Eine Einrichtung erlaubt es, den Zündpunkt während des Ganges beliebig einzustellen, um so für jede Stellung einen kräftigen heißen Funken zu erhalten. Eine derartige Einrichtung erleichtert bekanntlich auch das Anlassen und macht den Betrieb stoßfrei. Der Einsatz für die Zündung läßt sich bequem ausheben.

Die Schmierung der Haupt- und Außenlager ist nach dem Ringtypus durchgeführt; das Kurbelzapfenlager erhält das Öl von einem feststehenden Tropföler durch einen Ring nach dem Fliehkraftverfahren. Der Kolbenzapfen wird von einem feststehenden Tropföler durch eine Abstreifvorrichtung geschmiert. Zylinder und Kolben erhalten das Öl durch Schmierpumpen; alle Steuer- und Regulatorräder laufen im Ölbade. Der durchschnittliche Verbrauch an Öl stellt sich auf 2—3 g für die PS-Stunde.

Alle mit den heißen Gasen in Berührung kommenden Teile der Maschine sind gekühlt, so vor allem der Zylinder; besonders ist noch Sorge getragen, daß sich keine sogenannten toten Ecken bilden können. Die Maschine verträgt infolgedessen einen hohen Wasserstoffgehalt des Gases, ohne zur Vorzündung zu neigen. Auch der über Flur liegende Teil der Auspuffleitung ist gekühlt; für den Kolben ist Luftkühlung vorgesehen, da die ausführende Firma, wie uns deren Vertreter Gast & Arnold in Leipzig-Gohlis mitteilen, den Standpunkt einnimmt, daß eine Wasserkühlung des Kolbens die Einfachheit der Konstruktion der Maschine beeinträchtigen würde. Der Bedarf an Kühlwasser stellt sich auf etwa 30 bis 40 l für die PS-Stunde; werden Rückkühlanlagen benutzt, so sinkt er auf 2—5 l für die PS_e-Stunde. Die Räume für das Kühlwasser sind gut zugänglich, so daß Kesselstein sofort entfernt werden kann. Ein Ansatz am Ende des Zylinderkopfes macht die Ventile, den Verbrennungsarm und den Kolbenboden behufs Nachsehens und Reinigens zugänglich, ohne daß die Ventile, die sich übrigens leicht einsetzen und ausheben lassen, ausgehoben werden müßten. Der

Digitized by Google

Sitz des Auslaßventiles liegt tiefer als die Unterkante des Zylinders, so daß der mitgerissene Schmutz und das verbrauchte Öl durch das Ventil selbst entfernt werden, wobei keine Verschmutzung des Ventilsitzes stattfindet. Deshalb können sich im Zylinder auch keine Krusten ansetzen und keine Vorzündungen eintreten.

Zum Anlassen bedient man sich der Druckluft; zu diesem Zwecke sitzt an der Maschine ein Ventil, das bei den kleineren Typen von Hand gesteuert wird, während bei den größeren, um der Luftvergeudung vorzubeugen, zwangläufige Steuerung vorgesehen ist.

Der Verbrauch an Wärme beträgt für die Maschinen je nach der Größe 2150 bis 2500 WE. für die Brems-PS bei normaler Leistung. Hierbei ist die Maschine mit Nürnberger Kraftgas-Anlage verbunden gedacht, deren Wirkungsgrad zwischen 75 und 80% schwankt, so daß im Generator etwa 2750 bis 3300 WE entwickelt werden. Im allgemeinen darf also mit einem Brennstoffverbrauch für eine normale Bremspferdstunde gerechnet werden von:

430—500 l	Leuchtgas	von 5000 WE/cbm Heizwert
0,35—0,42 kg	Anthrazit	„ 8000 WE/kg „
0,43—0,48 „	Gaskoks	„ 7000 WE/kg „
0,60—0,68 „	Braunkohlenbriketts	„ 5000 WE/kg „

Die Figuren 6—8 geben eine Braunkohlen-Gasmotoren-Anlage von 2×140 PS Leistung wieder.

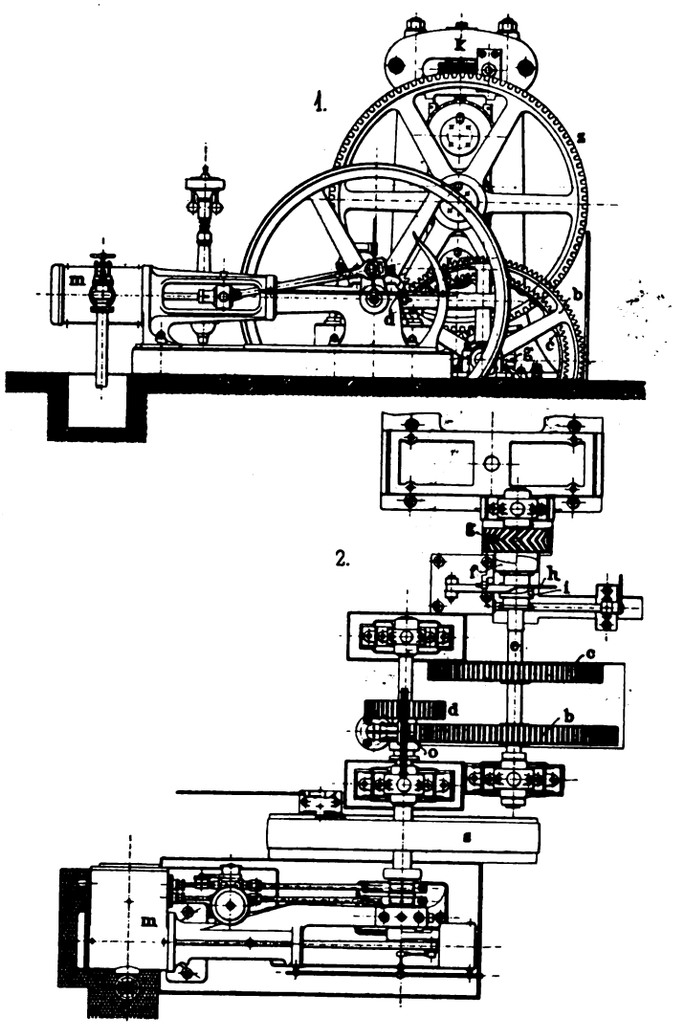


Fig. 72. Z. A.: Direkter Kalanderantrieb.

Die Motore saugen das Gas aus den Gaserzeugern an, sind aber von diesen getrennt im Raume B untergebracht. Jeder Motor ist nach dem beschriebenen Typus gebaut und entnimmt das Gas aus einem Gastopfe k k_1. Die beiden Gastöpfe sind an die Zuleitung f angeschlossen, die unterirdisch nach dem Generatorenhause A geführt ist. Die Abgase der Motoren entweichen durch die Rohre l l_1 in die Auspufftöpfe m m_1, von denen Rohre n n_1 ins Freie führen. Im Maschinenraume B sind außer den Motoren h h_1 noch die beiden Kompressoren i i_1 und ein kleiner Hilfskompressor aufgestellt, der die für das Anlassen erforderliche Druckluft erzeugt.

Das Generatorenhaus A enthält je zwei Generatoren b b_1, Wäscher c c_1 und Reiniger d d_1; ein Exhaustor e steht durch das Rohr e_1 mit der Anlage in Verbindung und wird durch Elektromotor g betätigt, der gleichzeitig den kleinen Anlaß-Luftkompressor im Maschinenraum A antreibt.

Der Raum C vor dem Generatorenhause dient als Kohlenlager und kann mit Hilfe des Elevators a vom Hofe aus beschickt werden. Die Generatoren b b_1 werden von einer Gichtbühne bedient, die vom Generatorenflur aus durch eine Stiege zugänglich ist.

Unterhalb der beiden Motoren h h_1 ist im Fundament eine sogenannte Luftkammer ausgespart, vor der ein Lufteinlaß angeordnet ist, dessen Verschlußklapppe nach Bedarf eingestellt werden kann.

Direkter Kalanderantrieb.

(Mit Abbildung, Fig. 72.)

Nachdruck verboten.

Um eine vollständige Unabhängigkeit des Kalanders von der Transmission zu erzielen und ihn außerdem mit verschiedenen Geschwindigkeit laufen lassen zu können, bringt ihn die Maschinenfabrik Paul Troester in Wülfel-Hannover in direkte Verbindung mit einer Dampfmaschine, wie dies die Dispositionszeichnung, Fig. 72, veranschaulicht.

Die auf der verlängerten Schwungradwelle der Dampfmaschine m sitzenden Getriebe o und d von verschiedenen Durchmessern sind leicht verschiebbar angeordnet und werden je nach der Art der Arbeit mit den entsprechenden Rädern b und c der Vorgelegewelle e in Eingriff gebracht. In der Regel wählt man die Verhältnisse der Räder so, daß die Umdrehungszahl der Kalanderwalzen um das Doppelte gesteigert werden kann. Auf der Vorgelegewelle e sitzt die Klauenkupplung f. Allerdings läßt sich durch eine solche das Wechseln der Räder leichter bewerkstelligen, als durch Auszugkeile, dafür muß man aber auch die langen Walzenzapfen in Kauf nehmen. Diese Momentausrückung setzt den bedienenden Arbeiter in den Stand, den Kalander von seinem Standort aus durch einen einzigen Handgriff stillzusetzen. Der Antrieb des mit drei Walzen ausgerüsteten Gummi-Kalanders erfolgt durch das auf der mittleren Walze befestigte große Zahnrad z mittels des Stirnrades g des Vorgeleges.

Diese Anordnung erfüllt in bester Weise ihre Aufgabe: Unabhängigmachen des Kalanders von der Transmission, Ermöglichung eines Antriebes mit verschiedenen Geschwindigkeiten und Momentausrückung.

Fallhämmer.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 12.)

Nachdruck verboten.

Bei den Fallhämmern, deren Fallgewicht an einem Riemen hängt, werden diesem bekanntlich nacheinander zwei Bewegungen erteilt: eine aufsteigende, durch die der Bär angehoben wird, und eine niedergehende unter dem Einfluß des Hammergewichtes. Die aufsteigende Bewegung wird dadurch bewirkt, daß eine Reibscheibe den Riemen mitnimmt; die Fallbewegung beginnt in dem Augenblick, wo die Scheibe sich von dem Riemen abhebt.

Diese beiden Bewegungen werden bei dem System Dieudonné-Lechêne nach einem Bericht in „Portefeuille économique des machines" in folgender Weise erhalten: Die Mitnehmerrolle befindet sich während der Aufwärtsbewegung in Berührung mit dem Riemen und verläßt ihn zu Beginn des Niederganges. Der erforderliche Reibungsdruck zwischen Riemen und Mitnehmerrolle wird durch eine Druckrolle erzeugt, die sich an den Riemen anlegt und ihn an die Mitnehmerrolle preßt. Beim Niederfallen des Hammerblockes würde jede Reibung des Riemens der Geschwindigkeit des Falles nur schädlich sein. Deshalb wird zu Beginn der Abwärtsbewegung der Riemen durch eine Ausdehnungsscheibe von der Mitnehmerrolle abgehoben, wobei gleichzeitig die Druckrolle von ihm zurückweicht. Die Ausdehnungsscheibe läuft aber lose auf ihrer Welle, so daß der Riemen dem niederfallenden Hammer folgen kann, ohne daß seine Bewegung durch Reibungskräfte verzögert wird.

Drei nach diesem System ausgeführte, in einem gemeinsamen Gestell vereinigte Fallhämmer verschiedener Leistung zeigt Fig. 1 der Tafel 12; die übrigen Figuren geben die Einzelheiten ihrer Konstruktion wieder.

Die Mitnehmerrolle ist in Fig. 13 u. 14 der Tafel dargestellt. Sie besteht aus den zwei, auf ihre Welle gekeilten Teilen A und A_1, zwischen welche die Ausdehnungsscheibe C eingefügt ist.

Die Druckrolle d, Fig. 4, sitzt an einem Hebel e, den man vom Maschinenflur aus mittels der Stange f einstellen kann. Sie legt den Riemen l an die Mitnehmerrolle an, so daß er „faßt" und sich auf sie aufwickelt. Sobald die Druckrolle d zurückweicht, hebt sich der Riemen, vom Bärgewicht in die entgegengesetzte Drehbewegung gezogen und auf die Ausdehnungsscheibe auflaufend, von der Rolle ab und folgt so dem niederfallenden Hammer k ohne Verzögerung durch Reibung.

Das obere Riemenende ist an einem Nocken befestigt, der sich gegen eine Dämpfungsfeder g legt und auf einer am einen Ende mit Gewinde versehenen Stange gleitet. Ein an ihrem anderen Ende sitzendes Handrad ermöglicht es, das Riemenende so zu legen, daß der Riemen bis zur Beendigung der Fallbewegung gespannt bleibt. Auf diese Weise entsteht weder eine Verzögerung noch ein plötzlicher Ruck im Augenblick des Anhebens, und die Hammerschläge erfolgen durchaus regelmäßig.

Digitized by Google

Der schrägstehende Hebel h_1 hat die Aufgabe, selbsttätig die Druckrolle zu senken. Da er nämlich zwischen die beiden Führungssäulen i hineinragt, erhält er von dem aufsteigenden Bär einen Anstoß, der eine Verschiebung der Druckrolle zur Folge hat.

Die Chabotte i_2 ist nebst den Einzelheiten ihrer Verbindung mit den Quadrateisen-Säulen, die den Bär führen, in Fig. 15—18 wiedergegeben. In Fig. 15 erblickt man die Anhaltevorrichtung des Bären am unteren Ende seiner Bahn.

Die Kupplungsweise mittels der Druckrolle wirkt sehr kräftig und verlangt dabei nur eine schwache Kraft. Ihre Verwendung ermöglicht auch, den Durchmesser der Mitnehmerrolle klein zu halten, und macht Zahnrädergetriebe entbehrlich. Die konstruktive Anordnung der Hämmer nach dem beschriebenen System ist derart, daß der Riemen sich tatsächlich fast in dem Augenblick, da der Bär aufschlägt, wieder straff spannt und stramm an die Mitnehmerrolle anlegt.

Umlauf-Wasserrohr-Dampfkessel

mit Überhitzer und Kettenrostfeuerung, System Dürr.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 13 und Abbildung, Fig. 73.)

Nachdruck verboten.

Der zur Klasse der Einkammer-Wasserrohrdampfkessel gehörige, auf Tafel 13 wiedergegebene Kessel ist mit einem Rohrüberhitzer und einer Kettenrostfeuerung verbunden.

Er hat 220 qm wasserberührte Heizfläche und ist für 12 kg/qcm Betriebsdruck berechnet. Die beiden Oberkessel a bestehen aus je drei zylindrischen Schüssen und den gewölbten Böden. Zwei Stutzen, der eine im Dampfraume, der andere im Wasserraume, verbinden die Oberkessel und sichern die Zirkulation.

Die Wasserkammer steht mit den Oberkesseln durch geschweißte Stutzen in Verbindung und ist selbst durch eine eingesetzte Wand in eine vordere und eine hintere Hälfte zerlegt. Die Siederohre c sind in die hintere Wand der Kammer, die Leitrohre c_1 in die Trennungswand eingewalzt. Die Kammer fungiert als Trennungskammer, d. h. in ihr findet die Scheidung des zu verdampfenden Wassers von dem Dampf führenden statt. Sie erfolgt einerseits durch die in die Kammer eingesetzte Scheidewand, anderseits durch das in jedes Siederohr eingesetzte Speise- oder Leitrohr.

Das Wasser wird vorn in den rechten Oberkessel eingeführt, in den auch vorn die aufsteigenden Dämpfe und das Dampf führende Wasser zuerst gelangen. Hier scheiden sich die Schlammteile und Kesselstein bildenden Substanzen durch die plötzliche starke Erwärmung des Speisewassers aus.

Das Speisewasser durchfließt hiernach den rechten Oberkessel von hinten nach vorn und gelangt erst dann nach dem vorderen Teile der Trennungskammer und von da durch die Leit- oder Speiserohre in die Siederohre. Hierbei erfährt das aus dem linken Oberkessel austretende Speisewasser keine Kontraktion.

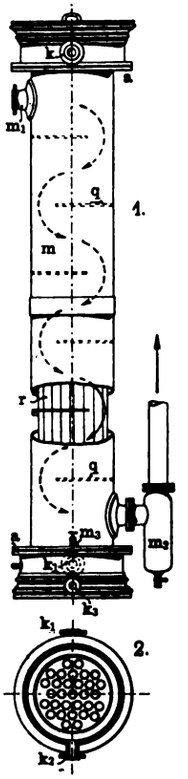


Fig. 73. Z. A.: Umlauf-Wasserrohr-Dampfkessel.

Der in den Wasserrohren c sich bildende Dampf steigt im hinteren Teile der Kammer in den Oberkessel, in den das Speisewasser eingeführt ist, und durchzieht ihn bis zu dem Verbindungsstutzen mit dem zweiten Oberkessel. Auf diesem verhältnismäßig langen Wege wird das vom Dampfe mitgerissene Wasser zum Teil ausgeschieden. Das ausgeschiedene Wasser geht mit dem Speisewasser auf dem vorher beschriebenen Wege wieder nach den Siederohren; diese sind am vorderen Ende mit einem aufgeschweißten konisch abgedrehten Ringe versehen und mit ihm in die hintere Wand der Kammer frei, von Hand eingesetzt, ohne gerollt oder gewalzt zu werden. Die Abdichtung geschieht durch den Wasser- oder Dampfdruck. Da die hinteren Enden der Rohre frei liegen, können sich diese auch unbehindert ausdehnen. Die Verschlüsse sind in Schmiedeisen ausgeführt und so bearbeitet, daß sie ohne Beilage abdichten.

Der Überhitzer d wird durch ein System von schmiedeisernen ⊂-förmig gebogenen Rohren gebildet, die am einen Ende in die Naßdampfkammer und am anderen in die Heißdampfkammer eingesetzt sind. Beide Kammern liegen außerhalb des Weges der Heizgase. Der nasse Dampf tritt aus dem einen Oberkessel in den Überhitzer und entweicht von da überhitzt nach der Verbrauchsstelle.

Der Überhitzer ist ausschaltbar. Man braucht dazu nur die Klappe e durch Umlegen des an ihrer Achse angebrachten zweiarmigen Hebels horizontal einzustellen, dann bewegen sich die Heigase wohl auf schlangenförmigen Wegen um das Rohrsystem c des Kessels, nicht aber durch die Überhitzerkammer.

Die ebenfalls von der Düsseldorf-Ratinger Röhrenkessel-Fabrik vorm. Dürr & Co. in Ratingen hergestellte Feuerung des Kessels arbeitet mit einem Kettenrost, System Dürr, der im wesentlichen aus dem Wagen für den Rost, dem Roste h selbst und dem Fülltrichter g besteht. Die Stäbe, aus denen sich der Rost zusammensetzt, sind gut miteinander verbunden. Die Bewegung erfolgt von einer unter Flur verlegten Welle k aus mittels Exzenters, Schnecke und Schneckenrad über Kettenräder. Der Wagen mit dem Roste kann aus dem Feuerraume herausgefahren werden, ohne daß irgend welche Arbeiten am Feuerungsgemäuer auszuführen wären. Der Trichter g der Feuerung ist aus Schmiedeisen hergestellt, seine hintere Wand ist beweglich und als mehrteiliger Schieber ausgebildet, um durch dessen verschiedene Höhenstellung verschiedene Schütthöhen zu erreichen. Eine Kurbel erlaubt es, den Schieber zu heben und zu senken. Die Seitenteile des Schiebers sind übrigens etwas kürzer als die mittleren Teile, so daß die Kohlenschicht an den Seiten immer höher ausfällt als in der Mitte; damit soll der Tatsache Rechnung getragen werden, daß die Kohle in der Mitte des Rostes stets etwas schneller abbrennt als an den Seiten.

Der Luftabschluß am Rostende erfolgt durch Abschlußwände außerhalb des Feuers, das am hinteren Ende durch eine bewegliche Feuerbrücke aus feuerfestem Material begrenzt wird.

Die Rauchgase treten an das Rohrbündel c, umspülen dessen eine Hälfte auf Schlangenwegen und können dann durch Schließen der Klappe e an die Überhitzerrohre geleitet werden. Will man nur satten Dampf gewinnen, so öffnet man die Klappe e und leitet dadurch die Rauchgase direkt an die zweite Hälfte des Rohrbündels c; haben die Abgase sie umspült, so entweichen sie in den Fuchs, vor dem bei f eine Drosselklappe angeordnet ist.

In Verbindung mit dem Kessel wird oft auch der Speisewasservorwärmer, Fig. 73, System Dürr angewandt. Dieser besteht aus dem zwischen zwei Böden a eingerollten Rohrbündel r, das von einem Mantel m umschlossen wird. Innerhalb des Mantels zirkuliert, geleitet durch ein System von Platten q, der Abdampf. An die beiden Rohrböden a schließen sich zwei gußeiserne Köpfe zur Aufnahme des Wassers an; sie stehen durch die Rohre r des Vorwärmers miteinander in Verbindung.

Während des Betriebes tritt das von der Speisepumpe zugeführte Wasser durch den Stutzen k_1 am unteren Kopfe k in diesen ein, steigt durch die Rohre r nach dem oberen Kopfe k und fließt durch den Stutzen k_2 am oberen Kopfe k nach dem Dampfkessel ab. Der Abdampf der Maschine tritt durch den Stutzen m_1 oben am Mantel in diesen ein und entweicht durch den Stutzen unten am Mantel in die Auspuffleitung.

Auf seinem Wege durch den Vorwärmer wird der Abdampf nutzbar gemacht; er kondensiert dadurch natürlich und das Kondensat muß unten am Mantel durch einen Hahn m_3 ständig abgelassen werden. Zum Ablassen des Wassers aus dem Vorwärmer dient der Ablaßhahn k_3. Zum Reinigen der Köpfe von Schlamm sind seitlich Handlöcher angebracht.

Die Druckleitung wird zweckmäßig so angelegt, daß der Kesselbetrieb nicht vom Betrieb des Vorwärmers abhängig ist, d. h. es muß eine Abzweigung der Leitung vorhanden sein, damit der Kessel auch ohne Vorwärmer gespeist werden kann.

Pufft der nicht kondensierte Abdampf nach Verlassen des Vorwärmers ins Freie aus, so versieht man diesen mit einem Wasserabscheider m_2 und schließt daran das Auspuffrohr.

Neuere Lagerkonstruktionen für Transmissionen.

Von F. Wilcke.

(Mit Abbildungen, Fig. 74—78.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Eine vollkommen zylindrische Form zeigen die Schalen der vom Eisenwerk (vorm. Nagel & Kämp) A.-G. in Hamburg ausgeführten Stehlager mit Kugelbewegung und

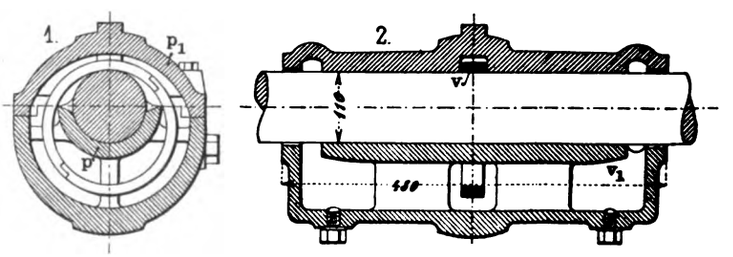


Fig. 74. Z. A: Neuere Lagerkonstruktionen.

Ringschmierung. Die Schalen werden aus Gußeisen mit und ohne Weißmetallfutter ausgeführt und tragen auf jedem Schenkel einen niedrigen Aufsatz mit abnehmbarem Deckel, durch den die Schmierringe auf ihren Lauf kontrolliert werden können. Die Ölsäcke sind mit den Schalen in einem Stück gegossen und zer-

Digitized by Google

fallen in eine linke und eine rechte Partie, die durch einen Überlaufkanal verbunden sind. Die Spritzölfänger bilden mit den Schalen ebenfalls ein Gußstück, so daß Schalen, Ölsäcke und Spritzölfänger äußerlich nicht voneinander geschieden erscheinen. Der so entstandene glatte Körper erlaubt ein leichtes Reinhalten und macht auch an sich einen konstruktiv guten Eindruck.

Im Gegensatz dazu zeigt das in seiner Art ebenfalls sorgfältig durchdachte Ringschmierlager mit Kugelbewegung, System Kayser, dessen Schalen Fig. 74 im Schnitt wiedergibt, an den Enden der Oberschale zwei Wulste; sie entstanden durch Erweitern der Spritzölfänger und verleihen der an sich schwach konisch geneigten Schale ein etwas unbeholfenes Aussehen.

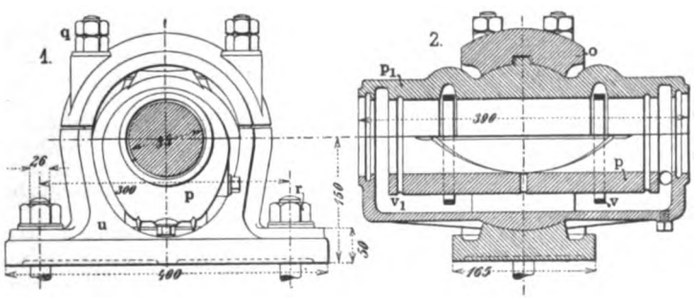


Fig. 75. Z. A.: Neuere Lagerkonstruktionen.

Der Ölsack v_1 geht beim Kayserschen Lager der Länge nach ungebrochen durch, was als Vorteil der Konstruktion zu bezeichnen ist, und trägt an den beiden Enden unten Ablaßschrauben. Die Unterschale p ist mit dem Ölsacke durch zwei senkrechte und 2×2 horizontale Stege verbunden. In dem schlitzartigen Raume zwischen den Stegen rotiert der Schmierring v, dessen Hälften ⅂-förmig übereinander greifen.

Zwei Ablaßschrauben, eine an jedem Ende des Ölsackes, erlauben seine Entleerung zu jeder Zeit. In Höhe des normalen Ölstandes ist eine Überlauföffnung, allerdings mit Stöpsel, angeordnet. Der Sack ist sehr geräumig, so daß eine ziemliche Menge Öl in ihm untergebracht werden kann. Da nun alles abtropfende und abspritzende Öl wieder in den Sack zurückfließt und dieser fest geschlossen ist, also keine Gefahr der Verschmutzung besteht, so erscheint gerade dieser Typ für solche Fälle geeignet, wo mit schlechter Bedienung gerechnet werden muß.

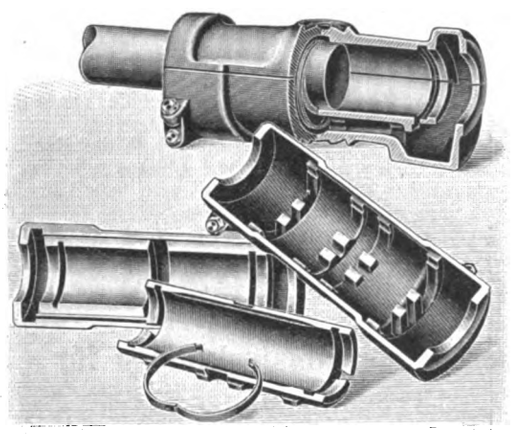


Fig. 76.

Die Hauptdimensionen der Lager dieses Typs von 50 und 100 mm Bohrung sind folgende:

Bohrung des Lagers	50 mm	100 mm
Länge der Schalen	240 mm	440 mm
Mittlere Höhe (h)	105 „	170 „
Länge der Fußplatte	285 „	470 „
Breite der Fußplatte	85 „	160 „
Befestigungsschrauben:		
Längsabstand	220 „	370 „
Durchmesser	16 „	30 „
Gewicht	20 kg	85 kg

Zeigte das zuletzt beschriebene Lager, Fig. 74, nur einen Schmierring in der Mittelachse des Lagers, so möge als Beispiel eines Ringschmierlagers mit zwei Schmierringen das der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Actiengesellschaft in Dessau wiedergegeben sein.

Dieses Lager ist in konstruktiver Hinsicht (Fig. 75) geradezu mustergültig, indem bei ihm nahezu allen Möglichkeiten Rechnung getragen ist. Man vergleiche nur den Längenschnitt, Fig. 75, Skz. 2, wo neben den Ölfängern in den Schalen selbst noch Ölablaufnuten eingearbeitet und Schutzkappen mit Eindrehungen für Filzeinlagen vorgesehen sind. Ein Abspritzen von Öl kann bei diesem Lager also überhaupt nicht stattfinden.

Die Schalen $p\,p_1$ sind außergewöhnlich kräftig gebaut, und in die Unterschale sind besondere Schmiernuten eingeschnitten, so daß das Öl nach Umlaufen der Welle einer Ablauföffnung im Zentrum zugeführt wird, durch die es in den Ölsack zurückkehrt.

Ölablaßschraube und Ölüberlauf sind ebenfalls vorhanden, und der Mittelpunkt des Lagers kann ebenso wie beim zuvor beschriebenen nur horizontal verstellt werden.

Des Vergleiches halber sollen im folgenden auch vom BAMAG-Lager für 50 und 100 mm Bohrung die Hauptdaten gegeben werden:

Bohrung des Lagers	50 mm	100 mm
Länge der Schalen	240 mm	460 mm
Lagerhöhe	100 „	180 „
Fußplatte:		
Länge	260 „	450 „
Breite	105 „	190 „
Dicke	30 „	50 „
Lagerfußschrauben-Entfernung	200 „	340 „
Lagerfußschrauben-Durchmesser	16 „	29 „
Gewicht des Lagers ca.	18 kg	98 kg

Die Rücksicht auf bequeme Herstellung, Vermeidung der Verunreinigung des Schmieröles durch Formsand usw. führte eine andere Transmissionsfabrik zur Herstellung von Ringschmierlagern mit Kugelbewegung und dreiteiliger Lagerschale.

Die dreiteilige Schale besteht aus der Oberschale, der Unterschale und dem Ölbehälter. Die Unterschale ist in den Ölbehälter genau eingepaßt und kann jederzeit ausgewechselt werden (vgl. Fig. 76). Ein in der Mitte des Lagers laufender geteilter Schmierring hebt das Öl aus dem Ölbehälter auf die Welle, von wo es durch eingefräste Ölnuten, deren Form gesetzlich geschützt ist, nach beiden Seiten gleichmäßig auf die Lauffläche verteilt wird. Das überschüssige Öl wird an den Enden des Lagers durch Abstreichkanten von der Welle abgestrichen und dem Ölbehälter wieder zugeführt. Der letztere ist an den beiden Enden sackartig vertieft, damit sich die Unreinheiten so absetzen, daß sie von dem Schmierringe nicht wieder mit auf die Welle gehoben werden können. Dementsprechend vollführt das Öl hier einen vollständigen Kreislauf. Die Abstreichkanten im Verein mit den sonstigen konstruktiven Eigentümlichkeiten des von Gebr. Wetzel in Leipzig gebauten Lagers schließen das Austreten von Öl aus der Lagerschale, sowohl an der Welle entlang als auch durch die Teilfuge aus.

Sehr zu empfehlen ist die Anwendung von sogen. Ölstandsanzeigern an solchen Lagern, weil man mit ihrer Hilfe den Ölstand im Sacke jederzeit kontrollieren und sich daneben überzeugen kann, ob das Öl sauber oder verschmutzt ist. Die Ölstandsanzeiger werden in den verschiedensten Formen ausgeführt. Zwei haupt-

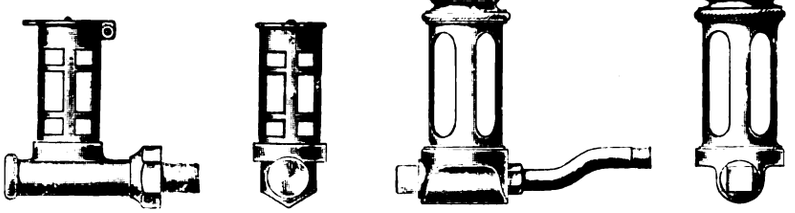


Fig. 77. *Fig. 78.*

Z. A.: Neuere Lagerkonstruktionen.

sächlich wegen der leichten Reinigung empfehlenswerte Typen geben die Fig. 77 u. 78 wieder. Beide wurden von Gebr. Wetzel in Leipzig konstruiert, der erste (Fig. 77) speziell für Lager mit Kugelbewegung und der andere (Fig. 78) für das oben beschriebene „Lipsia"-Lager. Jener wird in sechs verschiedenen Größen für Wellen von 30 bis 120 mm und der zweite in vier Größen für Lager von 60 bis 250 mm Bohrung hergestellt. Die Einrichtung ist sehr einfach, ein Metallgehäuse, dessen Wandung mehrfach durchbrochen ist, nimmt das Schmiermittel auf, nachdem die Durchbrechungen durch Glas verschlossen sind. Deckel auf den Gehäusen verhindern das Hineinfallen von Staub usw. in die Gefäße.

Als Schmiermittel empfiehlt sich für hochbeanspruchte Lager nicht zu schwerflüssiges Mineralöl, weil man dabei den Ölfluß in den Schmiergefäßen leichter beobachten kann als bei den schwerfließenden Ölen, und weil bei ihm alle Stellen soviel Öl erhalten, als sie brauchen. Das aus den Lagern abgelassene verschmutzte Öl kann man durch Filtrieren über reine Putzwolle und Watte wieder verwendbar machen. Man läßt es aber besser noch einige Zeit abstehen und benutzt es dann von neuem, wobei zu beachten ist, daß abfiltriertes Öl stets minderwertiger ist als frisches, d. h. noch nicht gebrauchtes.

Digitized by Google

Von den für den modernen Transmissionsbau in Frage kommenden Lagertypen wären noch die Kugel- und Walzen- oder Rollenlager zu besprechen; da diese aber bis heute erst für den Automobil- und Kranbau spezielle Ausbildung erfahren haben, die bekannten Transmissionstypen dagegen nur „schüchterne Versuche" darstellen, so darf ich mir deren Besprechung wohl für später vorbehalten.

Radial-Bohr- und Gewindeschneid-Maschine.

(Mit Abbildung, Fig. 79.)

Nachdruck verboten.

Die hohen Arbeitslöhne Amerikas drängen die Fabrikanten dieses Landes zur Aufstellung möglichst zeitsparender Arbeitsmaschinen. Eine solche ist die von den Newton Machine Tool Works in Philadelphia hergestellte Radial-Bohr-

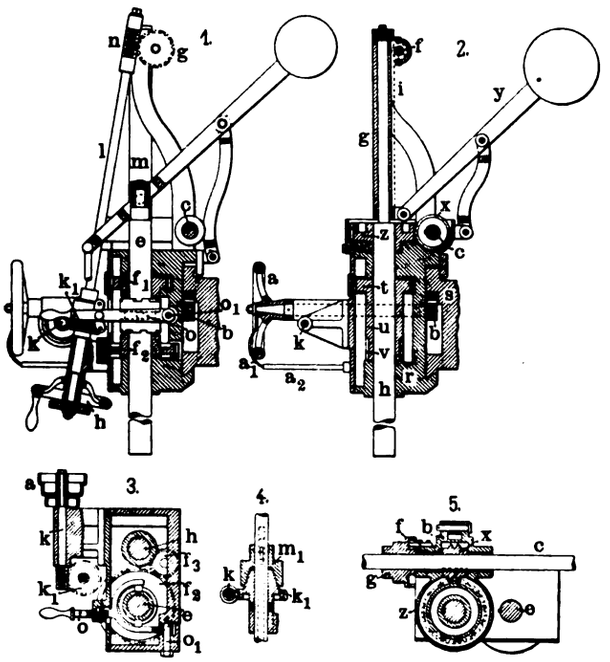


Fig. 79. Z. A.: Radial-Bohr- und Gewindeschneid-Maschine.

und Gewindeschneid-Maschine, deren bemerkenswertesten Einzelteile wir in Fig. 79 wiedergeben. Eine Beschreibung der neuen Maschine in „Revue Industrielle" gibt uns über ihre Konstruktion die erwünschte Auskunft.

Das Charakteristische dieser Maschine liegt weniger in der schon von anderen Ausführungen her bekannten Anordnung zweier Spindeln im Bohrschlitten, einer für den Bohrer und einer für den Gewindeschneidstahl, als vielmehr in einer Konstruktion, die es ermöglicht, in kürzester Zeit den Stichel in das vom Bohrer hergestellte Loch einzuführen.

Der allgemeine Aufbau der Maschine ist der für Radialbohrmaschinen übliche. Die unmittelbar auf dem Fundament flach aufliegende Grundplatte ist durch eine Reihe von Längsnuten als Aufspannrost ausgebildet. Auf einen Ansatz ist ein Vertikalständer geschraubt, auf dessen Rücken sich ein den Antriebsmotor tragendes Konsol befindet. Auf einer vertikalen Führung des Ständers gleitet der Schlitten mit dem um eine vertikale Achse ausschwingenden horizontalen Ausleger. Längs dem drehbaren Arm läßt sich der Bohrschlitten verschieben, der die erwähnten beiden Spindeln für Bohrer und Gewindeschneidstahl enthält.

Der um 90° schwenkbare Ausleger trägt oberhalb der Schlittenführung eine in zwei Lagern ruhende horizontale Welle c, Skz. 5 in Fig. 79, die den Antrieb vom Motor durch ein Vorgelege erhält, das einen achtfachen Geschwindigkeitswechsel zuläßt. Sie überträgt die empfangene Bewegung auf die beiden Arbeitsspindeln und bei entsprechender Schaltung auf den in Skz. 1 u. 2, Fig. 79, sichtbaren Trieb b, der auf einer in dem Ausleger s unter der oberen Führung geschützt liegenden wagerechten Zahnstange abrollend den Bohrschlitten horizontal verschiebt.

Die Bohrspindel h, Skz. 2, empfängt ihren Antrieb von der horizontalen genuteten Welle c mittels der Schnecke x, Skz. 2 u. 5, die sich gleichzeitig mit dem Bohrschlitten in der Nut von c verschiebt und dabei ständig mit dem auf die Bohrspindel gekeilten Schraubenrad z in Eingriff bleibt. Soll das letztere ausgeschaltet werden, so hebt man die Bohrspindel h, Skz. 2, mittels der an ihrer oberen Verlängerung g angebrachten Zahnstange i dadurch empor, daß man den in i eingreifenden Zahntrieb f mittels des auf seiner Welle sitzenden Schraubenrades g samt Schnecke n durch Drehen am Handrad h, Skz. 1, in Bewegung setzt. Auf diese Weise kann man die Bohrspindel rasch ausschalten.

Auf die Welle c ist ferner eine dreistufige Riemenscheibe g aufgebracht, die von ihr mitgenommen und gleichzeitig am Bohrschlitten durch einen Haken festgehalten wird, der in eine in ihrer Nabe ausgesparte Nut eingreift. Diese Stufenscheibe verbindet ein Transmissionsriemen mit einer zweiten, in Skz. 3 mit a bezeichneten, deren Welle k am anderen Ende eine Schnecke trägt, die also mit drei verschiedenen Geschwindigkeiten auf ein Schraubenrad k_1 (Skz. 1, 3 u. 4) wirken kann. Dieses Rad sitzt lose auf der Stange l, Skz. 1, mit der es durch Konuskupplung m_1, Skz. 4, zu kuppeln ist.

Die Spindel für das Gewindeschneiden e wird durch die beschriebene Bohrspindel h gedreht. Zu diesem Zweck ist die letztere nach Skz. 2 durch eine Hülse u gesteckt, die durch Feder und Nut mit ihr verbunden wurde. Diese Hülse trägt oben einen Zahnkranz t und unten einen zweiten v. Jener steht mit dem sich lose auf der Spindel e drehenden Stirnrad f_1 unmittelbar, dieser (v) mit dem Rad f_2 unter Vermittlung des Zwischenrades f_3 in zwangläufiger Verbindung. Folglich drehen sich die beiden Räder f_1 und f_2 in entgegengesetztem Sinne, und zwar läuft f_1, das den Bohrer beim Gewindeschneiden dreht, langsamer als f_2, das den Rücklauf bewirkt, sobald man das eine oder das andere dieser beiden Räder durch den Handhebel o mittels einer Klauenkupplung mit der Spindel e kuppelt.

Die beschriebene Vorrichtung läßt, wie man sieht, eine sehr einfache Handhabung zu. Zunächst bohrt man das Loch mit der Bohrspindel h wie bei einer gewöhnlichen Bohrmaschine. Unterdessen stellt man den Zeiger a_1 vorn am Handrad a auf seine Marke ein und schaltet den Gewindeschneidstahl ein, der sich darauf frei dreht. Hat die Bohrung die gewünschte Tiefe erreicht, so hebt man den Bohrer mittels des Handrades h rasch heraus, dreht das Handrad a einmal herum und führt ohne weitere Einstellung den Gewindeschneidstahl der Spindel e in die Bohrung ein, der, genau in ihrer Achsenrichtung fortschreitend, das Gewinde schneidet. Ist die gewünschte Tiefe erreicht, so kehrt man den Drehsinn mittels des Handhebels o um, worauf der Stahl rasch zurückläuft. Die verschiedenen Arbeitsvorgänge: Bohren, Ausheben des Bohrers, Gewindeschneiden und Rücklauf des Schneidstahles folgen also ohne jeden Zeitverlust unmittelbar aufeinander.

Neuerung an Saugrohren für Saugbagger.

(Mit Abbildung, Fig. 80.)

Nachdruck verboten.

Von allen Teilen des Saugbaggers leidet das in Gummi hergestellte Übergangsstück, das den festen Saugkopf an der Pumpe mit dem schwingbaren Saugrohr verbindet, am meisten. Dazu kommt, daß diese Übergangsstücke an sich schon sehr teuer sind.

Eine Neuerung, die geeignet erscheint, diesem Übelstande abzuhelfen, haben Major Shunk vom amerikanischen Geniekorps und sein erster Adjutant J. A. Sackett im Jahre 1906 am Tiefseebagger auf dem St. Johns River zu Florida eingeführt. Der

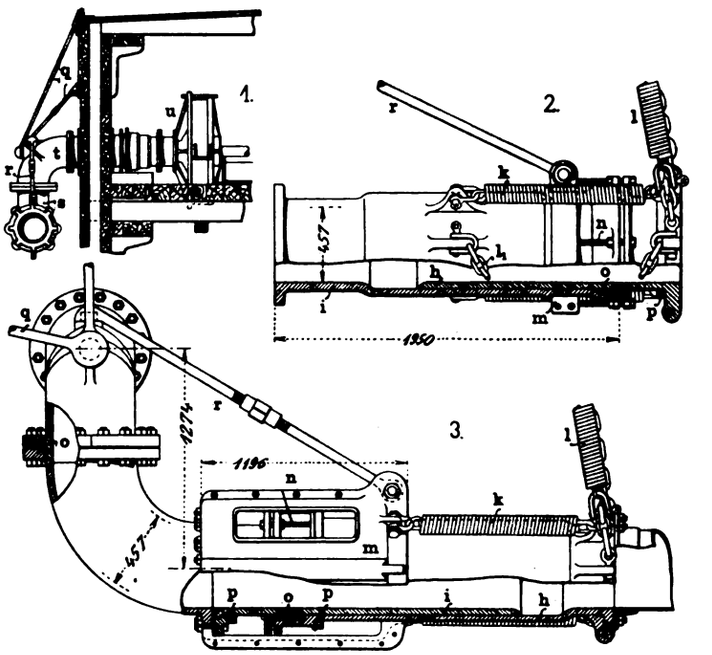


Fig. 80. Z. A.: Neuerungen an Saugrohren für Saugbagger.

Bagger hat zwei Pumpen u, an deren jeder ein Saugkopf t der aus Fig. 80, Skz. 1 ersichtlichen Art angeordnet ist. Das Knie des Saugkopfes wird bei den älteren Typen durch ein Schlauchstück erfaßt, um das Saugsystem elastisch zu machen.

Bei der Neukonstruktion dagegen ist an den Krümmer t ein zweiter Krümmer s angeschlossen, der dann in das aus Skz. 3 ersichtliche Stopfbüchsen-Kompensationsstück übergeht; dieses besteht aus der Kappe m, dem Degenrohre i und dem

Digitized by Google

Stopfbüchsenrohre h. Die Kappe m enthält mehrere achsiale Schlitze, durch die man an die Stopfbüchsenschrauben n heran kann. Das Degenrohr i ist durch Schrauben mit dem Krümmer s verbunden und trägt vor der Befestigungsflansche einen Pufferring aus Gummi p. Das Stopfbüchsenrohr h geht am einen Ende in das Stopfbüchsengehäuse über, dem ebenfalls ein Pufferring vorgelagert ist, und am anderen in eine Flansche, an die man das Saugrohr aus Stahlblech selbst anflanscht.

Um zu verhindern, daß sich das Stopfbüchsenrohr h aus der Kappe heraus- und vom Degenrohre abzieht, hat man die Kappe durch den Anker r fixiert und dann das Rohr h durch Spiralfedern k mit der Kappe verbunden. Eine Durchbiegung des Rohres h wird durch seine Verbindung mit einem Anker verhindert, während die Federn k den Hub der Verbindung begrenzen; falls sie ja einmal nachgeben sollten, verhindern die Ketten l_1 das Herausspringen des Degenrohres n, Skz. 2, und des Stopfbüchsenrohres h, Skz. 3.

Die Konstruktion nach Skz. 2 unterscheidet sich nur unwesentlich von der in Skz. 3, indem hier die Kappe m fortgefallen ist, so daß man die Augen für die Bolzen der Federn k und ebenso die Ketten l_1 am Rohr i selbst festmachen mußte. Der Anker r greift in diesem Falle an einer Schelle m an, die um das Stopfbüchsenrohr i herumgelegt ist.

Über die Bewährung der Neuheit macht „Engineering Record" die Angabe, daß der Bagger vom 20. Oktober 1906 bis zum 1. Juli 1907 500 000 cbyards Seesand gebaggert habe; dabei hat vom 20. Okt. 1906 bis 12. April 1907 nur das eine Saugrohr des Baggers mit der neuen Einrichtung gearbeitet, am anderen war noch die Gummiverbindung, die in dieser Zeit viermal erneuert werden mußte. Nach Einschaltung der Kompensationsstopfbüchsenverbindung auch beim zweiten Saugrohr zeigten sich keine Anstände mehr.

Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

Von Ottomar Schmiedel, Oberingenieur in Leipzig.

(Mit Abbildung, Fig. 81.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Man kann die für $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{1200}{40} = 30$ und m = 15 ermittelten Werte x_0, h′ und f_e als Normalwerte und im allgemeinen wohl auch als die günstigsten ansehen, soweit man durch amtliche Vorschrift an die Verhältniszahl m = 15 gebunden ist. Läge aber beispielsweise die Bedingung vor, die Eiseneinlagen nach Zahl und Querschnitt möglichst einzuschränken, so würde man den ermittelten Wert f_e unter Beibehaltung der Beanspruchung σ_e = 1200 kg/qcm möglichst, vielleicht auf f_e', verkleinern. Daraus resultiert dann eine wesentlich verkleinerte Zugkraft. Also $\sigma_e f_e' < \sigma_e f_e$.

Da aber die Zugkraft $Z' = \sigma_e f_e'$ auch gleich der Summe aller Druckbeanspruchungen $\left(\frac{\sigma_b x_0}{2}\right)$ sein muß, so wird $\frac{\sigma_b x_0}{2} = D$ ebenfalls eine Verkleinerung erfahren. Das äußere Moment bleibt jedoch unverändert, woraus ohne weiteres eine Vergrößerung des Hebelarmes $v + \frac{2}{3} x_0$ (Fig. 32, Skz. I, Heft 2) vom Kräftepaar (D, Z) folgt, also eine Vergrößerung der Höhe h′. Dies folgt ja nun auch aus dem zweiten der entwickelten Sätze; denn wenn eine Vergrößerung von f_e eine Verminderung von σ_b bedeutet, so muß umgekehrt eine Verringerung von f_e einer erhöhten Beanspruchung σ_b gleichkommen. Wenn dann σ_b bereits bis zur Grenze beansprucht war, so kann einer Überbeanspruchung nur durch Vergrößerung von h′ begegnet werden (event. allerdings auch durch Vergrößerung von m). Aus unserem früheren Satze folgt weiter, daß das Wachstum von h′ ein schnelleres Sinken der Beanspruchung σ_b zur Folge haben wird, als das Wachstum von σ_b infolge Verkleinerung von f_e betragen wird. Somit muß bei Verkleinerung des Wertes f_e und daraus resultierender Vergrößerung von h′ ein Sinken von σ_b die Folge sein, oder, da σ_e die gestattete Höchstinanspruchnahme bleiben soll, das Verhältnis $\frac{\sigma_e}{\sigma_b}$ nimmt größere Werte an. Würde man z. B. σ_b nur zu 20 kg/qcm annehmen, so wäre die Folge:

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{1200}{20} = 60\ ;$$

$$60 = 15\,\frac{h' - x_0}{x_0}\ ;\quad 75\,x_0 = 15\,h'\ ;\quad x_0 = \frac{h'}{5}\ ;$$

$$\sigma_b = \frac{2M}{\frac{h'}{5} \cdot b\left(h' - \frac{h'}{15}\right)} = \frac{150 \cdot M}{14 \cdot b \cdot h'^2} = 20\ ;$$

$$h' = \sqrt{\frac{M}{20 \cdot b} \cdot \frac{150}{14}} = \sqrt{\frac{M \cdot 150}{20 \cdot 100 \cdot 14}} = 0{,}0732 \cdot \sqrt{M}\ .$$

$$\sigma_e = \frac{M}{f_e\left(h' - \frac{h'}{15}\right)} = \frac{15\,M}{f_e \cdot 14 \cdot h'} = 1200\ ;$$

$$f_e = \frac{15 \cdot M}{1200 \cdot 14 \cdot h'} = \frac{15 \cdot M}{1200 \cdot 14 \cdot 0{,}0732 \cdot \sqrt{M}} = 0{,}0122 \cdot \sqrt{M}\ .$$

Die Balkendimension h′ ist also in diesem Falle ca. 1,78 mal so groß, als für das frühere Verhältnis $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = 40$, während der Querschnitt f_e der Eiseneinlagen ungefähr auf die Hälfte reduziert ist. Sofern also der Beton niedrig, das Eisen aber hoch im Preise steht, wird man auch das Verhältnis $\frac{\sigma_e}{\sigma_b}$ größer nehmen als 40, event. bis zu 60. Darüber hinauszugehen empfiehlt sich nicht, weil man sonst zu hohe Balken erhält.

Will man umgekehrt an Beton sparen, so muß man die Dimension h′ möglichst verkleinern, dafür aber den Eisenquerschnitt f_e vergrößern. Nun wächst freilich mit abnehmendem h′ die Betonspannung rascher als wir sie durch entsprechende Vergrößerung von f_e wieder herabdrücken können, so daß man gezwungen ist, f_e intensiver wachsen zu lassen, wodurch die Beanspruchung $\sigma_e = \frac{Z}{f_e}$ sinkt. Wird beispielsweise σ_e = 800 kg/qcm angenommen und soll der Beton mit σ_b = 40 kg/qcm beansprucht werden, so ist

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{800}{40} = 20\ ;\quad 20 = 15 \cdot \frac{h' - x_0}{x_0}\ ;\quad 35\,x_0 = 15\,h' \text{ und } x_0 = \frac{3}{7}h'\ .$$

$$\sigma_b = \frac{2M}{\frac{3}{7}h' \cdot b\left(h' - \frac{h'}{7}\right)} = \frac{98\,M}{18\,b \cdot h'^2} = 40\ ;\quad h' = \sqrt{\frac{98\,M}{18 \cdot 100 \cdot 40}} = 0{,}0369\sqrt{M}$$

$$\sigma_e = \frac{M}{f_e\left(h' - \frac{h'}{7}\right)} = \frac{7\,M}{6 f_e \cdot h'} = 800\ ;$$

$$f_e = \frac{7M}{6 \cdot 800 \cdot h'} = \frac{7M}{6 \cdot 800 \cdot 0{,}0369 \cdot \sqrt{M}} = 0{,}0395 \cdot \sqrt{M}\ .$$

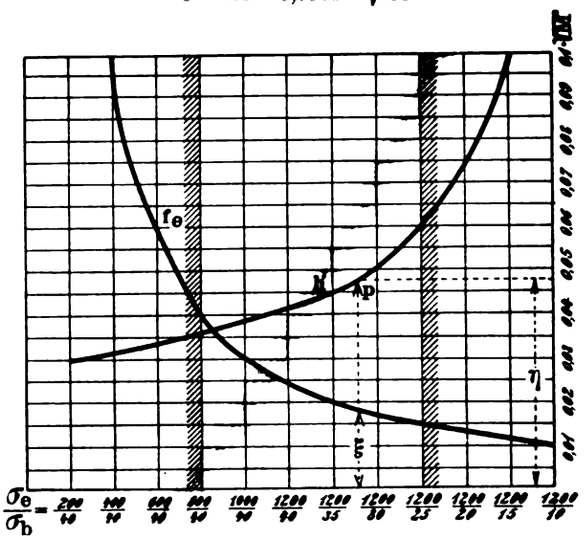


Fig. 81. Z. A.: Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

In der folgenden Tabelle sind die den drei erörterten Fällen entsprechenden Werte übersichtlich zusammengestellt.

σ_e	σ_b	$\frac{\sigma_e}{\sigma_b}$	x_0	h′	f_e
1200	20	60	$\frac{h'}{5}$	$0{,}0732 \cdot \sqrt{M}$	$0{,}0122 \cdot \sqrt{M}$
1200	40	30	$\frac{h'}{3}$	$0{,}0411 \cdot \sqrt{M}$	$0{,}0228 \cdot \sqrt{M}$
800	40	20	$\frac{3}{7} \cdot h'$	$0{,}0369 \cdot \sqrt{M}$	$0{,}0395 \cdot \sqrt{M}$

Die Tabelle zeigt, wie mit abnehmendem Verhältnis $\frac{\sigma_e}{\sigma_b}$ auch die Balkenabmessung h′ abnimmt, der Eisenquerschnitt f_e dagegen zunimmt. Ein kleineres Verhältnis als $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{800}{40} = 20$ ist durchaus nicht ratsam, weil unter diesem Verhältnis die Balkendimension h′ nur verschwindend wenig abnimmt, der Eisenquerschnitt dagegen rapid zunimmt. Um ein möglichst klares Bild über die Veränderung von h′ und f_e mit $\frac{\sigma_e}{\sigma_b}$ zu gewinnen, haben wir für möglichst viele Werte $\frac{\sigma_e}{\sigma_b}$ zwischen den Grenzen $\frac{1200}{10}$ und $\frac{1200}{40}$, sowie $\frac{1200}{40}$ und $\frac{200}{40}$ die zugehörigen h′ und f_e ermittelt und sie zu einem Diagramm, Fig. 81, vereinigt.

Diese Tabelle zeigt deutlich, daß bei einem Verhältnis $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} < \frac{800}{40}$ der Eisenquerschnitt f_e außerordentlich rasch wächst

Digitized by Google

und demgegenüber die Verringerung der Größe h' nicht bedeutend ist. Bei einem Verhältnis $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} > \frac{1200}{25}$ wächst andererseits die Größe h' rapid, während die Verringerung von f_e nur gering ist. Für Variationen kommen demnach zweckmäßig nur die Werte $\frac{\sigma_e}{\sigma_b}$ zwischen den im Diagramm, Fig. 81, schraffierten Grenzen in Frage.

Wir haben die Werte h' und f_e unter Zugrundelegung der Verhältniszahl $m = 15$ ermittelt, der eine Elastizitätsziffer des Betons von 143 500 kg/qcm entspricht. Nun ist aber die Elastizitätsziffer für Beton je nach seiner Zusammensetzung verschieden, sie hat z. B. angenähert folgende Werte:

Beton aus	1	Teil	Zem.,	5	Teilen	Sand,	10	Teilen	Kies:	$E_b = 220\,000$
„	„	1	„	„	5	„	„	6	„	„	$E_b = 280\,000$
„	„	1	„	„	2,5	„	„	5	„	„	$E_b = 300\,000$
„	„	1	„	„	5	„	„	10	„	Schotter:	$E_b = 370\,000$
„	„	1	„	„	3	„	„	6	„	„	$E_b = 380\,000$
„	„	1	„	„	2,5	„	„	5	„	„	$E_b = 460\,000$

Weist man nun beispielsweise ein E_b von 300 000 kg/qcm nach, so dürfte selbst die Annahme von $m = 10$ noch außerordentliche Sicherheit bieten, da ja einem $m = 10$ nur ein E_b von $\frac{2\,150\,000}{10} = 215\,000$ entspricht. Unsere früher abgeleiteten Sätze sagen nun, daß mit wachsendem m eine Verringerung der Betonbeanspruchung und eine Vergrößerung der Eisenbeanspruchung eintritt. Einer Verkleinerung der Zahl m entspricht also eine Vergrößerung von σ_b und eine Verkleinerung von σ_e. So kann man auch durch eine Variation von m den einen oder den andern Baustoff an die Grenze der Materialersparnis bringen. Das Diagramm, Fig. 81, läßt sich auch praktisch sehr gut verwerten. Ist z. B. eine ganz bestimmte Konstruktionshöhe vorgeschrieben, so würde damit auch h' ziemlich genau angenommen werden können. Da nun allgemein (s. die frühere Tabelle) die Gleichung gilt $h' = \eta_i \cdot \sqrt{M}$ und hierin h' und M bekannt sind, so ist $\eta_i = \frac{h'}{\sqrt{M}}$.

Trägt man nun den so ermittelten Wert η an der Vertikalteilung auf und zieht eine Horizontale, so ergibt sich ein bestimmter Schnittpunkt mit der h'-Linie (Punkt p, Fig. 81). Die Vertikale durch diesen Schnittpunkt p schneidet die f_e-Linie und der erforderliche Eisenquerschnitt folgt dann zu $f_e = \xi \cdot \sqrt{M}$. Für $\eta_i = \backsim 0{,}048$ folgt bei $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \backsim \frac{1200}{33}$ der Koeffizient $\xi = 0{,}019$.

Die Aufzeichnung eines solchen Diagrammes oder, den verschiedenen m entsprechend, auch mehrerer Diagramme bietet, wie ohne weiteres daraus zu ersehen ist, viel Vorteile und Zeitersparnis: denn man kann ebenso schnell für einen bestimmt vorgeschriebenen Eisenquerschnitt die entsprechende Balkendimension h' ermitteln.

Im folgenden sollen zur Erläuterung einige Berechnungsbeispiele folgen.

Berechnungsbeispiele.

1. Eine Eisenbetondecke ist auf 5 m freitragend und wird mit $q = 1000$ kg/qm Nutzlast belastet. Eisen und Beton sollen mit den Höchstwerten beansprucht werden, also $\sigma_e = 1200$ kg/qcm und $\sigma_b = 40$ kg/qcm.

Für die Berechnung wird verlangt, daß Stützweite + Betondeckenstärke eingesetzt wird. Wir nehmen diese Stärke zunächst zu 20 cm an, so daß folgt: $1 = 5 + 0{,}2 = 5{,}2$ m. Der als Fußbodenbelag dienende Asphaltestrich ergibt pro qm eine ungefähre Belastung von 40 kg. Das spezifische Gewicht der Eisenbetondecke wird mit 2400 kg angenommen. Der Abstand a (s. Fig. 32, Skz. 4) soll so bemessen sein, daß das Eisen an der untersten Stelle noch mit 1—2 cm Betonmasse bedeckt ist. Nehmen wir sonach a zunächst gleich 2,5 cm an, so ist

$$h = h' + 2{,}5 \text{ cm}$$

und das Deckeneigengewicht pro m Deckenbreite

$$G = \frac{h' + 2{,}5}{100} \cdot 5{,}2 \cdot 2400 + 5{,}2 \cdot 40 = h' \cdot 124{,}8 + 520 \text{ kg};$$

$$Q + G = 5{,}2 \cdot 1000 + h' \cdot 124{,}8 + 520 = 5720 + h' \cdot 124{,}8 \text{ kg}.$$

Das Moment hat demgemäß die Größe

$$M = \frac{520}{8}\left(5720 + h' \cdot 124{,}8\right) = 371\,800 + 8112 \cdot h'.$$

Wir hatten für $\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{1200}{40} = 30$ und $m = 15$ gefunden:

$$h' = 0{,}0411\sqrt{M} = 0{,}0411\sqrt{371\,800 + 8112 \cdot h'}.$$

Mithin ist:

$$h'^2 = 0{,}0411^2 (371\,800 + 8112 \cdot h') = 628{,}05 + 13{,}71 \cdot h';$$

$$h'^2 - 13{,}71\, h' - 628{,}05 = 0;$$

$$h' = 6{,}855 + \sqrt{6{,}855^2 + 628{,}05} = 6{,}855 + \sqrt{675} = \backsim 32 \text{ cm}.$$

Demnach ist:

$$M = 371\,800 + 8112 \,.\, 32 = 631\,384 \text{ cmkg}.$$

Der Eisenquerschnitt berechnete sich zu

$$f_e = 0{,}0228\sqrt{M} = 0{,}0228\sqrt{631\,384} = 0{,}0228 \cdot 794{,}6 = 18{,}12 \text{ qcm}.$$

Wählt man Rundeisen von 1,3 cm Durchmesser, so sind auf 1 m Breite $\frac{18{,}12}{\frac{1{,}3^2 \cdot \pi}{4}} = 14{,}4 = \backsim 15$ Rundeisenstäbe nötig.

Die Entfernung von Mitte zu Mitte Rundeiseneinlage beträgt dann $\frac{100}{15} = 6{,}67 \text{ cm} = \backsim 67 \text{ mm}$.

(Schluß des ersten Teiles folgt.)

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Gewindebohrkopf.

(*Mit Abbildungen, Fig. 82 u. 83.*)

Nachdruck verboten.

Zur Herstellung durchgehender Gewindelöcher fertigt die Firma K. & F. Merkelbach G. m. b. H. in Dotzheim bei Wiesbaden den unter Patentschutz stehenden, in Fig. 82 und 83 abgebildeten „Heynau"-Gewindebohrkopf an, der die Verwendung normaler, durchfallender Gewindebohrer, gleichviel welchen Fabrikates, gestattet, und sich bei jeder normalen Bohrmaschine gebrauchen läßt.

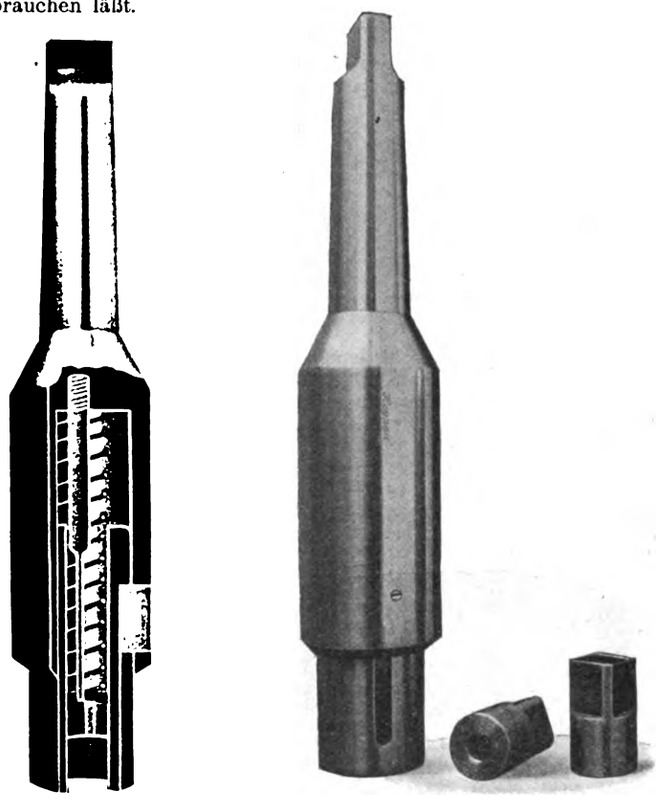


Fig. 82. *Z. A.: Gewindebohrkopf.* *Fig. 83.*

Der neue, in Fig. 82 teilweise im Schnitt dargestellte Gewindebohrkopf wird mit dem Konus a in bekannter Weise in der Bohrmaschine befestigt. Die ausgebohrte untere Verlängerung nimmt die Büchse b auf, die durch den Federkeil c an der Drehung des Konus teilnimmt und zur Aufnahme der Gewindebohrer ein Vierkantmundstück trägt. In dieses kann der Gewindebohrer während des Umlaufes mit der Hand leicht von unten eingedrückt werden. Die Abwärtsbewegung der Bohrspindel muß dem Vordringen des Gewindebohrers gemäß erfolgen, wobei eine im Innern der Vorrichtung vorgesehene Spiralfeder etwaige Unregelmäßigkeiten im Vorschub ausgleicht. Nach beendetem Schnitte ist die Bohrspindel noch so weit abwärts zu bewegen, daß der Gewindebohrkopf auf das auf Unterlagen liegende Werkstück auf dem Bohrtisch gedrückt wird. Hierauf schiebt sich die Büchse b bis auf den Grund der Ausbohrung im Konus a, der Gewindebohrer wird dabei durch den in den Konus a eingeschraubten Stift aus dem Mundstück gestoßen und fällt auf den Bohrmaschinentisch. Die Spiralfeder, deren Druck auf die dem Vierkant der Büchse b aufsitzende Scheibe übertragen wird, bringt die Büchse b beim Aufwärtsbewegen der Bohrspindel in ihre Anfangsstellung zurück, so daß der Gewindebohrer von neuem eingesetzt werden kann. Um verschiedene Größen von Gewindebohrern verwenden zu können, benützt man Einsätze, die außen das Vierkant des Bohrkopfes, innen das des jeweiligen Gewindebohrers tragen. Die verschiebbare Hülse sowie die Einsätze tragen Ringfedern, die ein unbeabsichtigtes Herausfallen des Gewindebohrers und der Einsätze verhindern und durch die deren Einsetzen ohne Abstellen der Bohrmaschine vorgenommen werden kann.

Digitized by Google

Calvins selbsttätige Schmiereinrichtung

für Dampfmaschinen.

(Mit Abbildungen, Fig. 84 u. 85.)

Nachdruck verboten.

Ein Übelstand vieler gegenwärtig eingeführter Selbstschmiereinrichtungen ist darin zu finden, daß die Menge des den einzelnen Schmierstellen zugeführten Schmiermaterials vom Ölstande im Zentralverteilungsgefäße direkt abhängt. Je mehr also der Ölstand sinkt, umso weniger Schmiermaterial gelangt an die Schmierstellen. Daraus würde hervorgehen, daß man alle derartigen Schmiereinrichtungen mit niedrigem Ölstande zu betreiben hätte, um sicher zu vermeiden, daß bei höchstem Schmierölstande eine „Überschmierung" eintritt.

Der französische Ingenieur Calvin überwindet diesen Übelstand durch den im folgenden beschriebenen Apparat, der sich

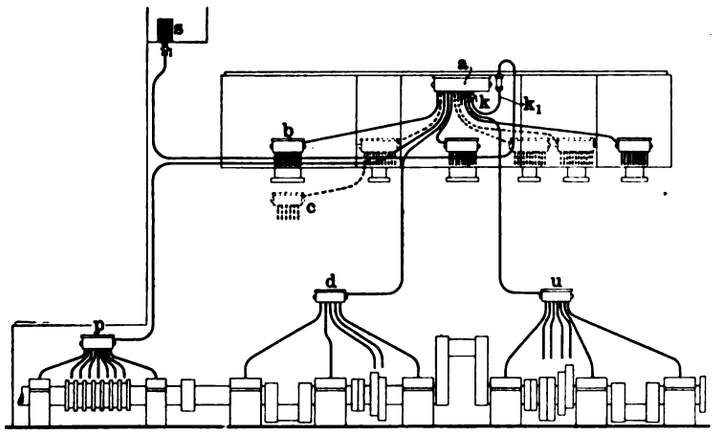


Fig. 84. Z. A.: Calvins selbsttätige Schmiereinrichtung.

nach „Engineer" bei verschiedenen Kauffahrteischiffen im Dauerbetriebe schon bewährt hat.

Der Apparat besteht aus einem rechteckigen Kasten aus Bronze, der durch eine Wand g quer in zwei Abteile e und f zerlegt ist; diese hängen durch ein an beiden Enden offenes Rohr h zusammen, das unmittelbar auf dem Boden des Gefäßes liegt und bis zur Mitte des Abteiles e reicht, wo es befestigt ist. Das Rohr soll den infolge Schlingerns und Rollens des Schiffes auftretenden Niveauschwankungen entgegenarbeiten.

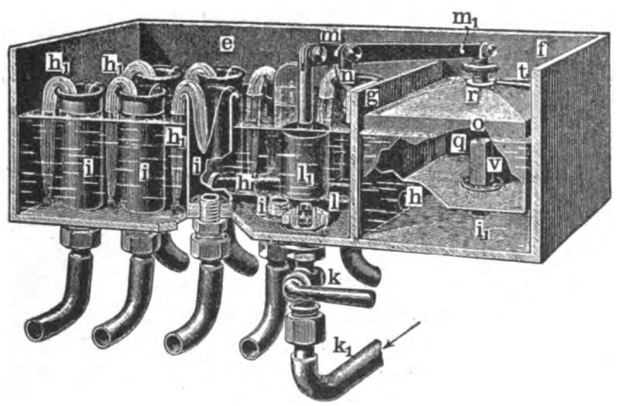


Fig. 85. Z. A.: Calvins selbsttätige Schmiereinrichtung.

Das Abteil e enthält mehrere enge Rohraufsätze i, deren Anzahl der der Rohranschlüsse am Boden des Gefäßes entspricht. Wie Fig. 84 erkennen läßt, führt von jedem Rohranschlusse ein Rohrstrang nach einem der Unterverteiler b und p, d und u.

An den am Boden des Hauptverteilers a, Fig. 84, festgemachten Hahn k, Fig. 84 u. 85, schließt sich das Rohr k_1 an, das den Hauptverteiler a mit dem über ihm angeordneten Ölreservoir s verbindet.

Oberhalb des Hahnes k befindet sich im Behälter e ein Ventil l, dessen Spindel das Gewicht l_1 trägt und durch einen um den Zapfen n schwingenden Hebel m—m_1 mit dem Schwimmer q im Abteile f zusammenhängt, der sich an einem Stifte i_1 derart führt, daß ihm nur vertikale Bewegungen möglich sind.

Um die Ölhöhe im Apparate ändern zu können, ist der obere Teil des Schwimmers mit einer verstellbaren Mutter r versehen; diese befindet sich auf einem Gewindebolzen mit 25 Gang pro 1", durch den ein zweiter in gleicher Weise mit Gewinde versehener Bolzen hindurchgeht. Um den Hebel m m_1 einzustellen, braucht man demnach nur an der Mutter zu drehen. Die kleine Führung v ist oben geschlossen und auf dem Boden des Schwimmers durch Nietung dicht befestigt, so daß kein Öl in den Schwimmer eintritt.

Am Gefäß ist ein Ölstandsanzeiger angebracht.

Fig. 84 zeigt die Verwendung des Apparates an einer großen Schiffsmaschine. Aus dem Reservoir s tritt das Öl, ein Filter passierend, in ein Rohr ein, das zu einem Nachfilter neben dem Hauptverteiler a führt; von diesem leitet ein Rohr k_1 das Öl zum Hahne k, und durch diesen tritt es unter Druck in den Behälter a ein. Das Ventil l regelt in Verbindung mit dem Schwimmer q die Menge des einfließenden Schmiermaterials. Das zweite Filter ist mit einem feinen Metallsieb ausgerüstet, so daß tatsächlich nur nahezu ganz reines Öl in den Verteiler a gelangen kann.

Durch die Wollfäden h_1 wird das Öl aus dem Behälter e, Fig. 85, angesaugt und den Verteilungsrohren zugeführt. Diese enden an den Zwischenverteilern b c d u p, Fig. 84, die je wieder mit einem System von Anschlußrohren ausgerüstet sind, denen die Zufuhr des Öles zu den einzelnen Schmierstellen obliegt.

Die Zahl der jeweils in die Büchsen i eingehängten Wollfäden regelt die Menge des jedem Rohr zugeführten Ölquantums. Da jeder Wollfaden nahezu stets dasselbe Quantum Öl ableitet, so braucht man für ein anderes Quantum nur die Fadenzahl zu ändern.

Sinkt das Niveau des Öls im Behälter a, Fig. 84, so sinkt auch der Schwimmer q, damit aber wird entgegen dem Gewicht l_1 auf der Spindel des Ventiles l dieses weiter geöffnet, so daß mehr Öl aus dem Behälter s, Fig. 84, zufließen kann. Durch Verdrehen der Mutter bei r kann man auf der anderen Seite den Hub des Ventiles auf größere oder kleinere Leistung einstellen.

Die Ausführung der neuen Einrichtung ist der Firma R. Kahle and Co. in London E. C., Fenchchurch street 22 übertragen.

Riemenscheibenbefestigung.

(Mit Abbildung, Fig. 86.)

Nachdruck verboten.

Mitunter kann es vorkommen, daß der an einer Riemenscheibe einseitig wirkende Riemenzug die Keilnut aufreißt. Ist dann zum Unglück die Welle auch noch sehr dünn, so darf man, um sie nicht noch mehr zu schwächen, keine zweite Nut hineinarbeiten; es bleibt dann nichts anderes übrig, als die Welle auszuwechseln. Dies läßt sich aber vermeiden, wenn man in der folgenden, durch Fig. 86 erläuterten Weise verfährt, die von G. Sacerdote in „American Machinist" veröffentlicht wurde. Man dreht die Riemenscheibennabe innen konisch aus und versieht sie außen mit Gewinde. Alsdann schneidet man aus einer unter demselben Neigungswinkel abgedrehten und auf den Durchmesser der Welle b ausgebohrten Stück drei Keile c aus, die man in der aus der Zeichnung ersichtlichen Weise in die konische Aushöhlung der Nabe einschiebt und durch die Überwurfmutter d festpreßt.

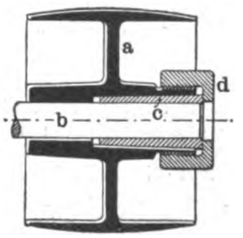


Fig. 86. Z. A.: Riemenscheibenbefestigung.

Übelstände bei der Kühlung und Schmierung von Gasmaschinen können nach einem Berichte von Thomas Blocklebank in „Power" auf einfache Weise beseitigt werden. Bei den Gichtgasmaschinen der 2000 PS Gebläseanlage der Lackawanna Stahlwerke wurde die Kühlung in der Weise vorgenommen, daß man das Wasser, das einem See entnommen wird und im Winter oft nur 2—4° C hat, direkt den Zylindermänteln zuführte. Die Folge davon war eine stark wechselnde Ausdehnung und Zusammenziehung des Materials und starke Kondensation des in der Luft der Maschinenhalle enthaltenen Wasserdampfes auf den Zylindern. Dieser Übelstand wurde dadurch beseitigt, daß man das Kühlwasser zuerst durch die Kolben und von hier in die Zylindermäntel führte. Die Temperatur des den Kolben verlassenden Wassers betrug dann im Winter etwa 27° C. In den Mänteln erwärmt sich das Wasser auf 60—65° C. Eine weitere Schwierigkeit ergab sich bei der Schmierung dieser Maschinen. Die Schmiervorrichtungen bestanden aus Pumpen, die das Öl dem Zylinder dann zuführen sollten, wenn die Mündung der Ölzuleitung im Zylinder vom Kolben verdeckt war, um das Öl der Gleitfläche des Kolbenkörpers zuzuführen. Erreicht sollte dies dadurch werden, daß jedesmal, wenn der Kolben die erwähnte Mündung bedeckte, die Pumpe von dem Antriebsmechanismus einen Impuls erhielt. Es stellte sich aber heraus, daß das Öl gerade dann in den Zylinder gefördert wurde, wenn die Mündung der Ölleitung vom Kolben nicht bedeckt war, was oft ein Verbrennen des Öles und Verschmutzen der Zylinderwand zur Folge hatte. Die Ursache lag in der Beschaffenheit der Leitung von der Pumpe nach dem Zylinder. In diese Leitung war nämlich das Schauglas eingeschaltet, und an den Anschlußstellen waren Undichtheiten, die den Eintritt von Luft in die Leitung ermöglichten. Diese bildete zwischen Ölpumpe und Zylinder ein Luftkissen, das gerade, wenn der Kolben die Mündung der Ölleitung bedeckte, das in diesem Augenblicke zu fördernde Öl zurückhielt und erst bei Freigabe jener Mündung an Spannung verlor und den Eintritt des Öles in den Zylinder ermöglichte. Ein geringer Teil des Öles wurde allerdings während der Bildung des Luftkissens auch der Gleitfläche des Kolbens zugeführt, was aber nicht genügte. Dieser Übelstand kann nur beseitigt werden, wenn man in die Zuleitung für das Öl keinerlei Apparate, Armaturen usw. einschaltet und damit die Quellen von Undichtheiten vermeidet.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang Nr. 6. Begründet von W. H. Uhland. 12. März 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Shapingmaschine.

(Mit Abbildungen, Fig. 87 u. 88.)

Nachdruck verboten.

Der Querschnitt des gegossenen Ständers der in Fig. 87 u. 88 dargestellten Shapingmaschine der C. F. Dittes G. m. b. H. in Werdau i. S. ist mit Rücksicht auf zweckmäßigste Materialausnutzung so gewählt, daß die nachstellbaren Führungsbahnen für den Stößel im Interesse einer guten Führung sehr lang werden, wodurch sich die Ständerbreite auf ein verhältnismäßig geringes Maß beschränken läßt und dennoch eine gute Stabilität und gefällige Form erreicht wird.

Der Antrieb erfolgt vom Deckenvorgelege durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen für Vor- und Rückwärtsgang auf die beiden Riemenscheiben h. Die Riemen werden in präziser Weise so gesteuert, daß der eine die feste Scheibe verläßt, ehe der andere auf sie aufläuft. In einem Ölbad laufende Schraubenräder übertragen die Antriebskraft auf das Getriebe des Stößels und die selbsttätigen Schaltvorrichtungen. Das Getriebe weicht von der gebräuchlichen Antriebsweise durch Kulisse oder Zahnräder erheblich ab. Es besteht aus einer in der Achsenrichtung des Stößels wirkenden Schnecke, die in der aus Fig. 88 Skizze 2 erkennbaren Weise in eine mit dem Stößel verbundene Zahnstange eingreift. Durch diese Anordnung wird eine große Durchzugskraft gewonnen, die einen so großen Spanquerschnitt erreichen läßt, wie man ihn nur bei Hobelmaschinen gewohnt ist. Die Maschine vermag tatsächlich einen 20 mm starken Span abzuheben. Die Zähne der Zahnstange entsprechen genau der Gangrichtung, Rundung und Steigung der Schnecke, damit diese große Auflageflächen auf der Zahnstange findet. Daraus folgt eine geringe Abnutzung beider Teile sowie vollkommen stoßfreier Hubwechsel. Die Schnecke läuft in einem Ölbad. Der achsiale Druck wird durch gehärtete Laufringe aufgenommen.

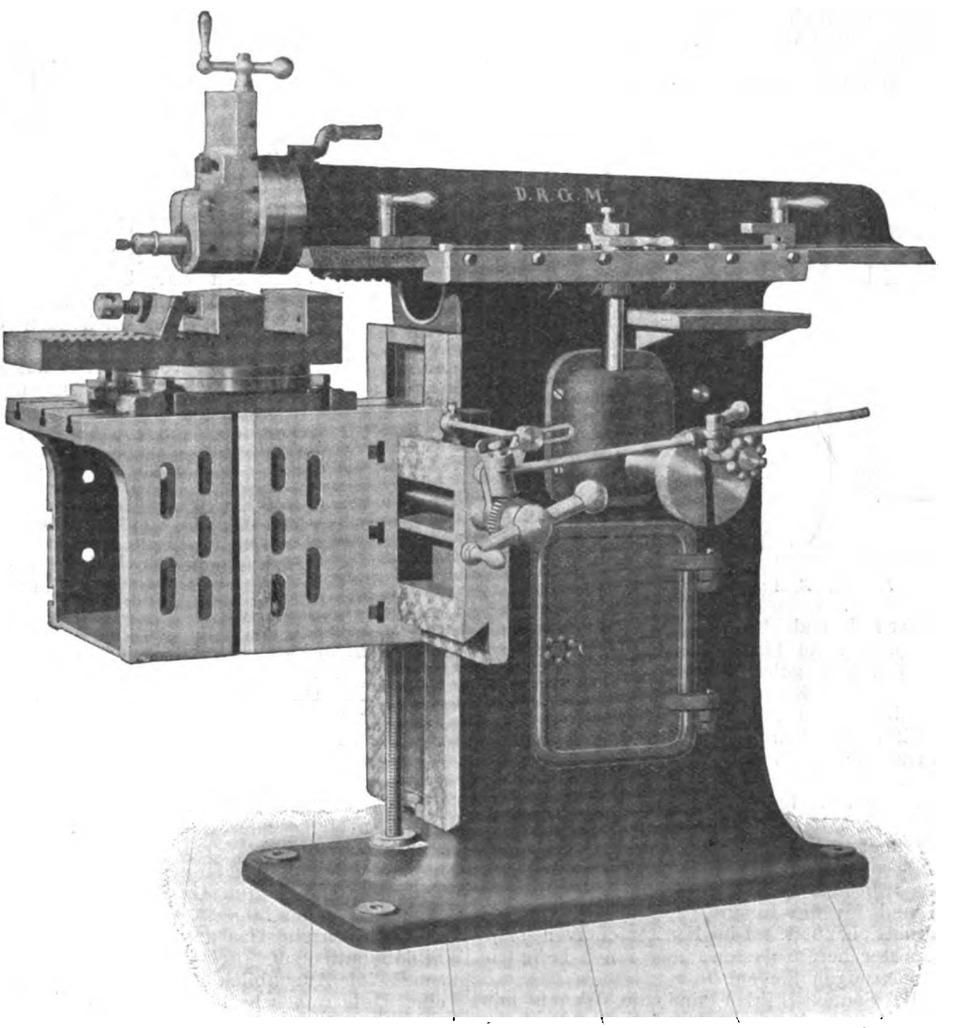


Fig. 87. Z. A.: Shapingmaschine.

Die Hublänge des Stößels läßt sich während des Ganges der Maschine bis auf eine Höchstlänge von 700 mm verstellen. Dies kann ohne jede Gefahr für den Arbeiter geschehen, weil die Umsteuerknaggen sich auf der den Riemenscheiben abgewandten Seite der Maschine befinden. Der in allen Punkten gleichmäßige Rücklauf kann bis auf das 3—4fache des Arbeitsganges beschleunigt werden. Entsprechend dem großen, beim Abhaben der kräftigen Späne entstehenden Widerstand hat der Stößel einen starken Querschnitt erhalten. Der Hobelkopf ist rund um seine Achse drehbar und mit Gradeinteilung versehen. Er wird nicht durch Schrauben, sondern durch einen Exzenterhebel festgezogen und gelöst. — Der kastenförmige Tisch ist im Gegensatz zu amerikanischen Maschinen sehr reichlich bemessen und an zwei Stellen mit T-Schlitzen versehen, während an der dritten Seite eine V-Nut zum Einspannen runder Gegenstände angebracht ist. Die Horizontalschaltung des Tisches erfolgt am Hubende, so daß sich ein sicherer und stets gleicher Schaltvorgang ergibt und die Arbeit genau ausfällt. Nach Wegnahme des Kastentisches können große, sperrige Arbeitsstücke unmittelbar an die Tischplatte angespannt werden. Der Querschlitten wird durch Schnecke, Schneckenrad und Schraubenspindel in der Höhe verstellt.

Die Gewindespindeln bestehen aus Stahl. Alle reibenden und großer Abnutzung unterworfenen Schmiedeteile sind gehärtet.

Besonders vorteilhaft ist es, diese Shapingmaschinen mit achsialem Schneckenantrieb mit einer Friktionssteuerung auszurüsten, wodurch alle Zwischenräder und Übersetzungen wegfallen, die bei anderer Bauweise unvermeidlich sind. Die Friktionssteuerung ermöglicht eine genaue Hubbegrenzung, die durch eine Feineinstellung auf $^1/_{10}$ mm eingestellt werden kann. Mit einem Hebel wird der Hub in beliebiger Weise von Hand verstellt. Der Arbeitsgang erfolgt bei dieser Anordnung mit gleichmäßiger Geschwindigkeit, die je nach Bedarf groß oder klein gewählt werden kann, durch eine Stufenscheibe. Der auch bei dieser Ausführung in seiner Geschwindigkeit veränderliche Rücklauf vollzieht sich ganz gleichmäßig, und zwar normal mit 300 mm Geschwindigkeit, die man bis zum vierfachen des Arbeitsganges steigern kann. Derartige Maschinen der genannten Firma nehmen mit 40 mm breiten Antriebsriemen bis 20 mm Span.

Neue Personenwagen für Eisenbahnen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 u. 16.)

Nachdruck verboten.

Auf Tafel 15 und 16 sind verschiedene von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. ausgeführte Personenwagen neuerer Bauart dargestellt, an denen sich der heutige Stand des Eisenbahn-Personenwagenbaues gut widerspiegelt.

Die Fig. 1—3, Taf. 15 geben einen Dampfmotorwagen für die Kgl. Bayr. Staatsbahnen wieder. Er besteht aus dem Wagenkasten und zwei zweiachsigen Drehgestellen, von denen das eine als gewöhnliches Laufgestell, das andere als selbstfahrender Motor ausgebildet ist, daher einen Dampfkessel trägt und mit einem

Digitized by Google

Lokomotiv-Triebwerk samt Zubehör ausgerüstet ist. Der Wagenkasten, der das Motorgestell ganz umfaßt, stützt sich mittels zweier abgefederter Zapfen auf das Gestell, wobei die zentrale Lage des Wagenkastens durch einen kugelförmig ausgebildeten Drehzapfen gesichert wird, der in einen entsprechenden Kulissenstein im Drehgestell eingreift.

Das Motorgestell samt Kessel und Triebwerk wurde von der Lokomotivfabrik J. A. Maffei in München für eine Geschwindigkeit von 90 km i. d. St. entworfen und gebaut. Einteilung und Ausrüstung des Wagens erfolgten nach den Entwürfen und Vorschriften der Bahn.

Der Wagenkasten enthält zunächst den geräumigen Maschinenraum f, dann einen Personenraum für Nichtraucher e und einen solchen d für Raucher, in den ein Abort eingebaut ist. Anschließend daran ist ein größerer Raum c für Stehplätze und zum Abstellen von Traglasten angeordnet. Weiter gegen das Ende befindet sich ein Postraum b und ganz an dem dem Maschinenraum entgegengesetzten Ende ein Schaffnerraum a, der mit einer Vorrichtung zum Abstellen des Motors, einem Westinghouseführerbremsventil, einer Notpfeife und einer Wurfbremse ausgerüstet ist, um bei der Rückwärtsfahrt von hier aus Signale geben oder den Wagen zum Stehen bringen zu können. Maschinenraum und Schaffnerraum sind noch durch ein elektrisches Läutewerk verbunden.

Der Wagen enthält im ganzen 55 Sitzplätze und 30 Stehplätze. Er hat Dampfheizung, Gasbeleuchtung und, wie bereits bemerkt, eine Handbremse sowie die Westinghousebremse. Auch besitzt er eine Einrichtung, um das Motor-Laufgestell nach Abnahme des Bufferbalkens und nach Öffnen der torartig ausgebildeten Stirnwand herausfahren und gegen eine Reservemaschine auswechseln zu können.

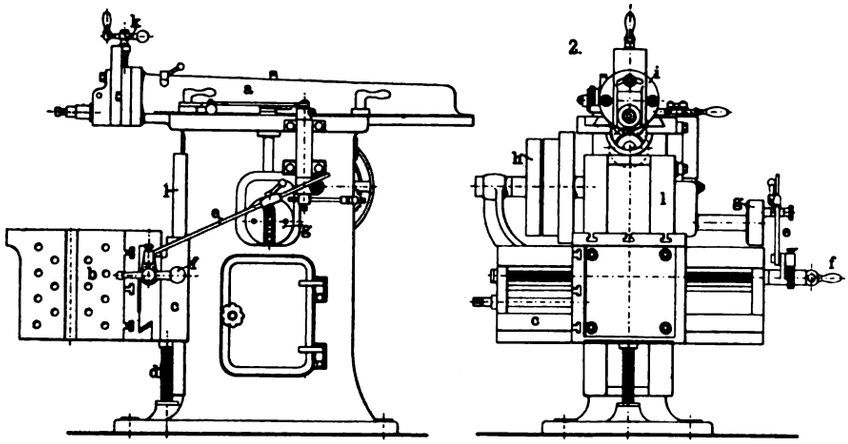


Fig. 88. Z. A.: Shapingmaschine.

Der Personenwagen I. und II. Klasse für die Togo-Eisenbahn (Westafrika), den die Fig. 11—13, Taf. 15 wiedergeben, ist für eine Spur von 1 m gebaut und enthält ein Abteil I. Klasse a mit 6 Plätzen, eins II. Klasse f mit 8 Plätzen und für jedes Abteil einen Abort b c mit Toilette d e. Auf jeder Stirnseite befindet sich eine Plattform, von der das anstoßende Abteil zugänglich ist, außerdem sind die beiden Abteile durch eine Schiebetür miteinander verbunden. Die Sitzbänke sind in der Längsrichtung der Abteile angeordnet, um die für ihre Benützung als Schlaflager erforderliche Länge zu erhalten. Die Sitze in der I. Klasse sind gepolstert, mit Leder überzogen und mit Kopfrollen versehen, die in der II. Klasse sind aus polierten Eschenlatten hergestellt.

Mit Rücksicht auf das tropische Klima ist zur Verkleidung des Wagens außen Teakholz und für die Innenverkleidung Pitch-pine mit Zierleisten aus Teakholz benutzt. Die Fensterscheiben sind klein gehalten und alle Fenster herabzulassen; über ihnen befinden sich Luftschieber mit feinmaschigen Sieben.

Zum Schutz gegen die Sonnenstrahlen sind die Wagen mit einem luftigen Schattendach, sowie mit seitlich bis auf halbe Fensterhöhe herunterhängenden, jalousieartig ausgebildeten und aufschlagbaren Holzwänden ausgerüstet. Die Beleuchtung erfolgt durch Petroleumlampen.

Die Wagen haben die bei den deutschen Koloniebahnen eingeführten Mittelpuffer mit darüber liegendem Zugapparat und sind mit Handbremse und Luftsaugebremse versehen. In Rücksicht auf den Schiffstransport sind sie so gebaut, daß sie ganz auseinandergenommen, in einzelne Teile zerlegt und in Kisten verpackt werden können.

Ein Lenkachsen-Untergestell für Motorwagen (Nürnberger Lenkachsen) geben die Fig. 4—10, Taf. 15 wieder.

Jede Achse besitzt ein eigenes Drehgestell, das mittels Mitnehmerzapfen in einer Rundführung geführt wird. Beide Drehgestelle sind durch eine Schwinge, die quer pendeln kann, miteinander gekuppelt, so daß sie sich beim Durchfahren von Krümmungen gleichmäßig radial einstellen. Die Drehgestellrahmen dienen zugleich zur Aufnahme der Motoren und sind so konstruiert, daß durch Lösen nur eines Bolzens an der Schwinge jeder Rahmen nebst Motor vom Kasten leicht abgenommen werden kann. Die Drehgestell-Längsträger stützen sich auf Längsfedern unter den Achsbüchsen. Auf den Längsträgern sind beiderseits der Achsbüchsen die eigentlichen Kastentragfedern gelagert. Durch die Anordnung von Federn über und unter dem Längsträger ist eine doppelte Kastenabfederung erreicht. Während bei Lenkachsen im allgemeinen achtklotzige Bremsen angebracht werden müssen, läßt die eigenartige Konstruktion der Nürnberger Lenkachsen die Verwendung einer vierklotzigen Bremse zu. Die Bremse ist an den Drehgestellen aufgehängt und kann so allen Bewegungen der Achse und des Drehgestelles folgen. Auf schnelle Nachstellbarkeit, sowie auf gute Zugänglichkeit beim Auswechseln der Bremsbacken ist Rücksicht genommen. Im übrigen sind die Lenkachsengestelle den starken Beanspruchungen des elektrischen Betriebes entsprechend kräftig gebaut.

Als Motor kann jeder der für steifachsige Motorwagen üblichen Typen ohne Änderung zur Verwendung kommen, da in den Drehgestellen eine Aufhängung mit Traversen, oder auch mit Stützplatten usw. eingebaut werden kann. (Schluß folgt.)

Zwillings-Hochofengas-Gebläsemaschine.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 14 und Abbildungen, Fig. 89 u. 90.)

Nachdruck verboten.

Die Riesen unter den Gebläsen sind die in den Hüttenwerken tätigen Gebläsemaschinen, die den Hochöfen oder den Bessemerbirnen die zur Unterhaltung der Verbrennung erforderliche Luft, den Wind, unter Druck zuführen. Wenn auch neuere Bestrebungen darauf hinzielen, rotierende Gebläse, Turbokompressoren, so auszubilden, daß sie zur Lieferung der im Hüttenwerk erforderlichen großen Windmengen geeignet werden, so beherrscht doch zurzeit noch das Gebläse mit hin und her gehendem Kolben den Platz. Während diese Maschinen früher allgemein durch Dampfkraft getrieben wurden, ging man sofort in großem Maßstabe zur Gasmaschine als Antriebsmittel über, sobald diese noch verhältnismäßig junge Maschinengattung konstruktiv genügend entwickelt war, bedeutete doch für den Hüttenmann die kraftliefernde Verwendung der früher ungenutzt in die Luft entweichenden Gichtgase der Hochöfen einen bedeutenden Gewinn. Wenn nun auch eine große Zahl von Gebläsemaschinen in stehender Bauart ausgeführt wurde, so empfiehlt sich doch überall, wo die Raumverhältnisse keine Beschränkung auferlegen, die liegende Anordnung, weil sie eine größere Stabilität gewährt, die Montage erleichtert und vor allem eine bessere Übersichtlichkeit im Betriebe bietet, die Maschine auch zur Schmierung und sonstigen Wartung bequemer zugänglich ist.

Der letzteren Maschinengattung gehört die in den Zeichnungen der Tafel 14 und in Textfigur 90 dargestellte große Zwillings-Hochofengas-Gebläsemaschine der Maschinenbau A.-G., vorm. Gebrüder Klein in Dahlbruch an. Der Schwungradwelle zunächst befindet sich der Arbeitskolben p der Gasmaschine, Fig. 2 der Tafel; dann folgt auf derselben Kolbenstange der Gebläsekolben k. Gas und Luft werden dem Arbeitszylinder a getrennt von der Gaspumpe t_1 und der Luftpumpe t zugeführt. Die Zuleitungen h für Luft und h_1 für das Gas, Fig. 3, münden in die Ventilkammer, doch tritt zunächst nur Luft ein; denn während die Luftpumpe t gleich zu Beginn ihres Hubes reine Luft in die Leitung h und damit in die durch das Ventil zunächst noch geschlossen gehaltene Kammer drückt, drängt der Kolben der Gaspumpe t_1 zunächst einen gewissen, kleinen Teil des angesaugten Gases wieder aus seinem Zylinder hinaus, während die andere Kolbenseite Gas ansaugt. Auf dem Einlaßventil zum Arbeitszylinder steht somit im Augenblick seiner Eröffnung eine Säule reiner Luft, damit sowohl eine vorzeitige Entzündung des Gemisches an den heißen Verbrennungsgasen bei noch geöffnetem Eintrittsventil wie auch ein Entweichen von Gas durch die in der Mitte des Arbeitszylinders befindlichen Austrittschlitze i, Fig. 4, vermieden wird. Dann erst wird die Druckleitung h_1 geöffnet, durch die dann auch Gas in den Arbeitszylinder gelangt. Je später der Druckkanal freigegeben wird, um so gasärmer wird natürlich das Gas-Luft-Gemisch, um so geringer also die jeweilige Leistung der Maschine. Dasselbe erreicht man durch Drosselung der Gaszuführung zur Pumpe. Weil dann weniger Gas in den Pumpenzylinder gelangt, entwickelt sich in ihm ein geringerer Druck, was ein späteres Öffnen der selbsttätigen, auf einen bestimmten Druck eingestellten Pumpenventile zur Folge hat. Sobald der vordringende Arbeitskolben p die Austrittsschlitze i zudeckt, schließt sich auch das Einlaßventil, und nun wird das zwischen Kolben und Zylinderkopf eingeschlossene Gas-Luft-Gemisch verdichtet, bis der Totpunkt erreicht ist. Um diese Zeit entzündet ein elektrischer Funken das Gemisch, das nun verbrennt

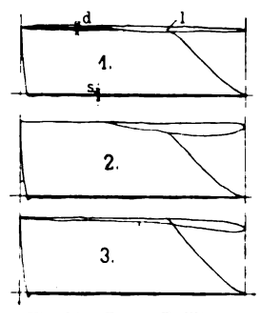


Fig. 89. Z. A.: Zwillings-Hochofengas-Gebläsemaschine.

Digitized by Google

und infolge seiner Ausdehnung den Kolben zurücktreibt. Kurz bevor dieser sein Hubende erreicht, beginnt er die in der Zylindermitte befindlichen Austrittschlitze freizulegen. Gleichzeitig öffnet sich das Einlaßventil und läßt in der eben beschriebenen Weise reine Luft in den Arbeitszylinder eintreten, welche die verbrannten Gase in kräftigem Strome hinausspült. Nun ist im Zylinder die Luft wieder frei und das für eine neue Gemischbildung nötige Gas kann eintreten. Da sich auf beiden Kolbenseiten der gleiche zweistufige Vorgang abspielt, erfährt der Kolben bei jedem Hub einen Antrieb. Diese rasche Folge der Kraftäußerungen stellt an die Unterstützung von seiten des Schwungrades nicht so große Anforderungen als die Viertaktmotoren, so daß man das Schwungrad leichter halten kann. Sein Durchmesser wurde im vorliegenden Falle zu 6000 mm bemessen. Der Arbeitszylinder hat 800 mm Durchmesser und arbeitet normal mit einer Anfangsspannung von 8 At. Der gemeinschaftliche Hub des Arbeits- und des Windzylinders beträgt 1400 mm. Die Durchmesser des Gas- und des Luftzylinders sind je 900 mm, der Pumpenhub 1100 mm. Die normale Umdrehungszahl beträgt 80 Umdr. i. d. Min. und wird durch einen Hartung-Regulator Nr. 5 reguliert. Die Steuerung der Einlaß-

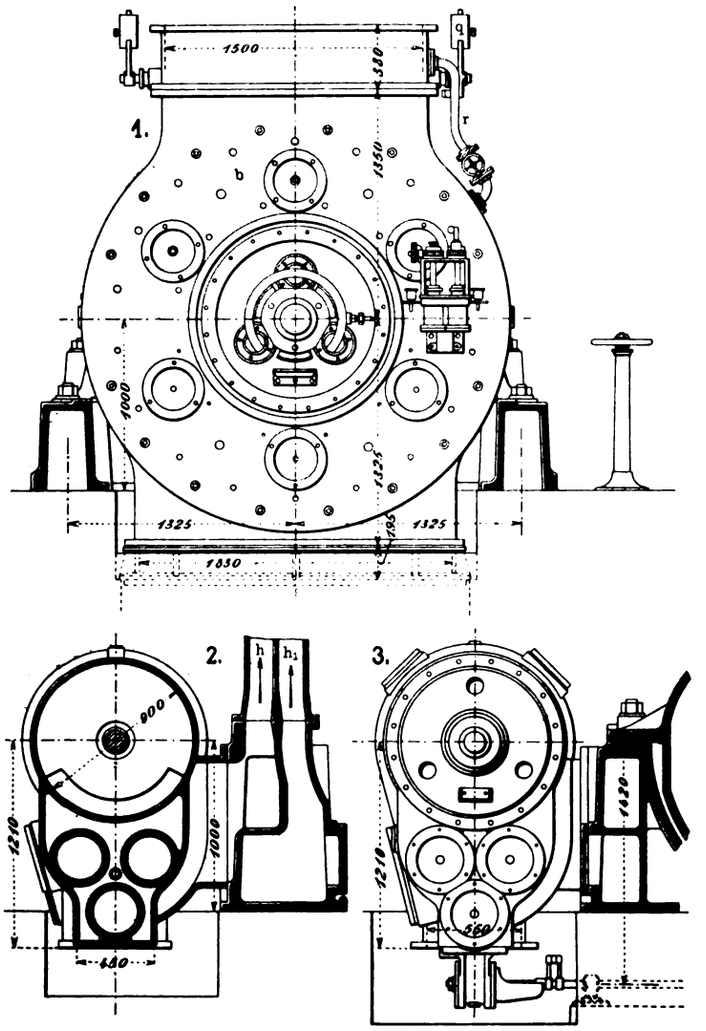


Fig. 90. Z. A.: Zwillings-Hochofengas-Gebläsemaschine.

ventile und der Zündung geschieht durch die an der Innenseite der Maschine hinführende Nockenwelle.

Die Windlieferung beträgt unter den angegebenen Verhältnissen und bei dem sehr großen Durchmesser des Windzylinders von 1750 mm pro Zylinder 600 cbm in der Minute, insgesamt also 1200 cbm Wind von 0,63 At Pressung. Die Ventile sind in Metall ausgeführt. Der Zylinder ist wegen der starken Erwärmung der Luft während der Kompression mit einem Wassermantel versehen, wie auch die Deckel von Kühlwasser durchflossen werden. Die Rohrleitungen w und r führen das Wasser zu und ab.

Die mit dieser Maschine erhaltenen Winddiagramme sind in Textfigur 89 in verkleinertem Maßstab wiedergegeben. Während bei langsam laufenden Gebläsen die Saug- und Drucklinien parallel zur atmosphärischen Linie liegen, kommen bei schnellaufenden Gebläsen, denen die modernen Ausführungen angehören, dynamische Faktoren in Betracht, welche die Saug- und Drucklinien stark beeinflussen. Durch die den Zylindergebläsen eigentümliche periodische Luftförderung entstehen in der Druckleitung Luftschwingungen, so daß der Winddruck an ein und derselben Stelle der Windleitung schwankt. Am ausgeprägtesten ist diese Erscheinung hinter den Druckventilen des Gebläses. An dieser Stelle wurden auch zur Beurteilung des Gebläses auf Windlieferung und Kraftverbrauch die Diagramme der Fig. 89 entnommen. Die Druckschwankung ist um so erheblicher, je kleiner der Windsammler im Vergleich zum Windzylindervolumen und je kleiner der Rohrquerschnitt über dem Ventilkasten ist. Will man den Druckverlust in den Druckventilen messen, so sind zwei Indikatordiagramme zu nehmen: eins vor und eins hinter dem betreffenden Druckventil. Legt man dann die Diagramme aufeinander, so kann man den Druckverlust erkennen, der natürlich um so bedeutender sein wird, je höher die Umdrehungszahl des Gebläses ist. Die in Skz. 1, Fig. 89 mit d bezeichnete schraffierte Fläche, die den Druckverlust angibt, zeigt, daß dieser bei dem beschriebenen Gebläse sehr gering ist. Das gleiche gilt von den durch die Fläche s kennbar gemachten Saugverlusten, die allerdings wenig ins Gewicht fallen, weil meistens die Saugleitungen sehr kurz sind und mit sehr großen Querschnitten ausgeführt werden.

Steuerungseinrichtung für Tandemmaschinen

System Carl Pohl.

(*Mit Abbildung, Fig. 91.*)

Nachdruck verboten.

Die durch Fig. 91, Skz. 1—7 veranschaulichte Steuerungseinrichtung für Tandemmaschinen kennzeichnet sich durch die Anwendung einer längs verschiebbaren Kurvenwalze.

Von den bekannten Steuerungen dieser Art unterscheidet sie sich dadurch, daß die Umfläche der Kurvenwalze zur Ausführung einer mehrfachen Bewegung des Steuerorgans mehrere entsprechende hohe Absätze hat. Bei hin und her schwingenden Daumen sind solche zur Erlangung einer mehrfachen Bewegung des Steuerorgans bekannt, doch muß bei ihnen zur Füllungsänderung die Bewegungsbahn abgeändert werden, während bei der unter Nr. 190878 patentierten, von Carl Pohl in Dessau, Roonstr. 2, konstruierten Steuerung zu diesem Zwecke der in seiner Form veränderte Nocken verschoben wird.

Die Walze besitzt drei verschieden hohe Zylinderabschnitte, die den Steuerkolben beeinflussen; der höchste Abschnitt entspricht der höchsten Stellung des Steuerkolbens, wobei die beiden Zylinder der Maschine untereinander in Verbindung stehen. Die mittlere Höhe der Abschnitte hält den Steuerkolben so, daß der Kanal nach dem Hochdruckzylinder und die Frischdampfzufuhr in ihn verschlossen ist. Der niedrigste Abschnitt auf der Steuerwalze gibt den Kanal des Hochdruckzylinders und den Frischdampfzufluß frei.

Der höchste Abschnitt ist in seiner ganzen Länge gleich breit, während der mittlere den niedrigsten zum Teil überdeckt. Die Grenzlinie der beiden letzten Abschnitte verläuft in der Richtung eines Schraubenganges mit großer Steigung so, daß bei Rechtsverschiebung der Steuerwalze die Dampfeintrittsdauer kürzer wird, bis am Ende der Rechtsstellung die Frischdampfzufuhr aufhört, also der tiefste Abschnitt außer Wirkung tritt.

In der Abbildung zeigen die Skz. 3 u. 4 die Steuerwalze in Stirnansicht und Grundriß, Skz. 5 dagegen einen Schnitt durch die Steuerkanäle.

Die Steuerwalze a sitzt gegen Eigendrehung gesichert, verschiebbar auf der Hauptwelle b der Maschine. Durch einen Winkelhebel c steht sie mit dem Regulator in Verbindung, der das Bestreben hat, bei schneller Umdrehung einen Zug nach rechts auf sie auszuüben. Mittels geeigneter Übertragungsmittel stützt sich der Steuerkolben der Maschine auf die Walze a.

Von den drei verschieden hohen Zylinderabschnitten e, f, g der Steuerwalze weisen der mittlere f und der niedrigste e eine schraubengangförmige Begrenzung auf. Steht jetzt die Laufrolle h des Steuerkolbens auf der Linie A—B, so kommt der tiefste Abschnitt e zur Geltung. Da er den Frischdampfzulaß regelt, so dauert bei dieser Lage der Walze die Einströmung am längsten. Es entspricht dies der Tiefstellung des Regulators d. Je mehr die Walze nach rechts geht, d. h. bei größerer Geschwindigkeit des Regulators, desto mehr wird der tiefste Abschnitt e durch den mittleren f verdrängt und die Füllung verkleinert. C—D ist die Mittelstellung und E—F die der kleinsten Füllung entsprechende äußerste Stellung der Walze in bezug auf Rolle h.

Bei der in Fig. 91, Skz. 2 dargestellten Lage der Kurvenwalzen a_1 und a_2 hat die Kurbel b der Maschine ihre unterste Totpunktlage verlassen. Der Steuerkolben c_1 befindet sich in seiner höchsten und der Steuerkolben c_2 in seiner tiefsten Stellung.

In dieser Stellung des Steuerkolbens c_2 strömt Frischdampf von dem Dampfrohr d_2 durch die Öffnungen e_2 zwischen den mittleren und obersten Bund des Steuerkolbens und gelangt von hier aus durch den Kanal f_2 in den Hochdruckzylinder g unter den Hochdruckkolben h. Gleichzeitig ist in dieser Stellung des Steuerkolbens c_2 der Kanal i_2 durch die Öffnungen k_2 mit dem Auspuffrohr l_2 in Verbindung gebracht, so daß der bei dem vorigen Hube im Niederdruckzylinder m auf den Niederdruckkolben n wirksam gewesene Dampf nach dem Kondensator entweichen kann.

In der Stellung des Steuerkolbens c_1 sind die Kanäle f_1 und i_1 untereinander verbunden. Der über dem Hochdruckkolben h wirksam gewesene Frischdampf strömt nun aus dem Hochdruckzylinder g durch diese Kanäle nach dem Niederdruckzylinder m und expandiert unter dem Niederdruckkolben n. Gleichzeitig ist in dieser Stellung

Digitized by Google

des Steuerkolbens c_1 die Frischdampfzufuhr d_1 durch den mittleren Bund, die Verbindung l_1 mit dem Kondensator aber durch den unteren Bund des Steuerkolbens abgeschlossen.

Beide Dampfkolben werden nun in die Höhe gedrückt: der Hochdruckkolben durch Frischdampf, der Niederdruckkolben durch expandierenden Dampf; sie treiben dann die Kurbel b in der Pfeilrichtung aufwärts und versetzen gleichzeitig die durch Stirnräder von der Kurbelwelle aus angetriebenen Steuerwellen o_1 und o_2 in rotierende Bewegung.

Je nach Belastung der Maschine, die eine Längsverschiebung der Kurvenwalzen durch den Regulator bedingt, tritt die Laufrolle p_2 früher oder später von dem tiefsten Zylinderabschnitt r_2 der Kurvenwalze a_2 auf den mittleren s_2 über und bringt hierdurch auch den Steuerkolben c_2 in seine mittlere Lage.

In dieser Stellung wird der Kanal f_2 durch den mittleren Bund des Steuerkolbens c_2 abgedeckt und schließt somit die weitere Frischdampfzufuhr ab. Der im Hochdruckzylinder abgeschlossene Dampf wirkt nun durch seine Expansionskraft unter dem Hochdruckkolben.

Die Öffnungen k_2 werden in dieser Stellung des Steuerkolbens c_2 durch dessen untersten Bund nur zum Teil abgedeckt, die Verbindung zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator bleibt also bestehen und zwar so lange, bis die Kurbel b fast ihre oberste Totlage erreicht hat.

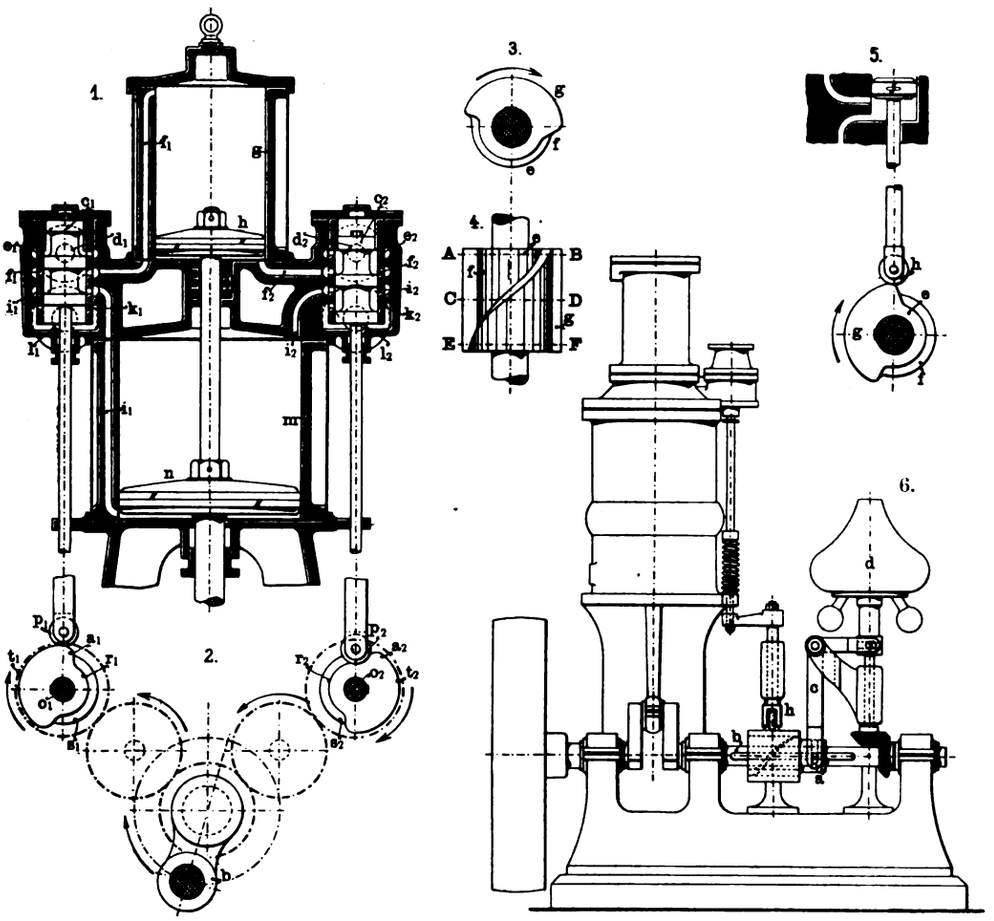


Fig. 91. Z. A.: Steuerungseinrichtung für Tandemmaschinen.

In diesem Augenblicke rollt die Laufrolle p_1, die bis dahin den Steuerkolben c_1 in seiner obersten Stellung festgehalten hat, von dem obersten Zylinderabschnitt t_1 der Kurvenwalze a_1 auf den tiefsten r_1 und bringt dadurch auch den Steuerkolben c_1 in seine tiefste Lage; gleichzeitig tritt die Laufrolle p_2 von dem mittleren Zylinderabschnitt s_2 der Kurvenwalze a_2 auf den obersten t_2 und bringt hierdurch den Steuerkolben c_2 in seine oberste Stellung.

Während dieses Überganges hat die Kurbel b ihre oberste Totpunktlage überschritten.

Frischdampf tritt jetzt durch den freigewordenen Kanal f_1 über den Hochdruckkolben h. Der unter dem Niederdruckkolben n wirksam gewesene Dampf gelangt durch Kanal i_1, die Öffnungen k_1 und das Auspuffrohr l_1 nach dem Kondensator.

Im anderen Steuerzylinder hat jetzt der Steuerkolben c_2 die beiden Kanäle f_2 und i_2 verbunden, so daß der in der oberen Hälfte des Hochdruckzylinders bereits unter dem Hochdruckkolben expandierte Dampf nach dem Niederdruckzylinder gelangen kann, um dort auf den Niederdruckkolben während des ganzen Abwärtshubes weiter zu expandieren. Die Frischdampfzuführung d_2 ist durch den mittleren Bund und die Verbindung l_2 mit dem Kondensator durch den untersten Bund des Steuerkolbens c_2 abgeschlossen.

Während des Abwärtshubes gelangt die Laufrolle p_1 von dem tiefsten Zylinderabschnitt r_1 der Kurvenwalze a_1 auf den mittleren. Hierdurch kommt der Steuerkolben c_1 in seine mittlere Lage und deckt durch seinen mittelsten Bund den Kanal f_1 ab; eine weitere Frischdampfzufuhr kann nicht stattfinden. Der eingeschlossene Dampf expandiert zunächst über dem Hochdruckkolben h, um bei Hubwechsel, wo die Kanäle f_1 und i_1 wieder verbunden werden, unter dem Niederdruckkolben weiter zu expandieren.

Um keine Spannungen über den Steuerkolben entstehen zu lassen, sind sie in ihrer Achsenrichtung durchbohrt; der Raum über den Steuerkolben steht dadurch fortwährend mit dem Kondensator in Verbindung. Die obersten Bunde der Steuerkolben sind kleiner gehalten, und die Frischdampfzuführung findet zwischen ihnen und den mittelsten Bunden statt. Infolgedessen ruht der Dampfdruck nicht auf dem ganzen Querschnitt des Steuerkolbens und werden die Laufrollen p_1 p_2 nicht unnötig belastet. Da aber die mittleren Bunde dem Dampfdruck eine größere Fläche darbieten als die oberen, so ist bei minimaler Belastung der Laufrollen eine ständige Berührung mit den Kurvenwalzen gesichert.

Die Vorteile der Kurvenwalzensteuerung sind folgende: Es sind keine empfindlichen Steuerungsteile vorhanden (die ganze Steuerung besteht aus der Kurvenwalze, Steuerstange mit der Laufrolle und dem Steuerkolben), und trotzdem ist sie eine Präzisionssteuerung: durch Verschiebung der Kurvenwalzen in ihrer Längsrichtung durch einen Regler wird der Füllungsgrad des Hochdruckzylinders in den Grenzen von 0.8—0.0 selbsttätig geregelt; mit zwei Steuerungsorganen wird an einer Dampftandemmaschine dieselbe Wirkung erreicht wie mit acht Steuerorganen einer Ventilsteuerung: hier für Hoch- und Niederdruckzylinder zwei Steuerkolben, dort an jedem Zylinder zwei Einlaß- und zwei Auslaßorgane, zusammen also acht; stets volle Querschnitte der Einlaßkanäle, selbst bei der kürzesten Dampfeintrittsdauer, und kein schleichendes Öffnen und Schließen der Kanäle, da der Übertritt der Laufrollen von einem Zylinderabschnitt auf den anderen augenblicklich vor sich geht; endlich einfachste Steuerung für Reversier- und Schiffsmaschinen, da man zwei Kurvenwalzen nebeneinander anbringen kann, wovon die eine beim Rückwärts-, die andere beim Vorwärtslauf arbeitet.

Kessel und Maschinen

für sehr hoch gespannten Dampf.

(Mit Abbildungen, Fig. 92—94.)

Nachdruck verboten.

Experimentell ist es schon lange bewiesen, daß man überhitzten Dampf von 500 bis 600° C und einem Drucke bis zu 100 At zu erzeugen vermag, und daß Maschinen, die mit Dampf von solcher Spannung betrieben werden, kleiner, ökonomischer und gleichmäßiger ausfallen, als Maschinen für Dampf geringerer Spannung und Überhitzung.

Im folgenden soll nun gezeigt werden, wie man Dampf von solcher Spannung im großen auf einfachste Weise sicher erzeugen kann und wie die Maschinen beschaffen sein müssen, in denen Dampf von solcher Spannung verwendet wird.

Im Prinzip stellen sich alle zur Erzeugung solchen Dampfes benutzten Kessel als „Augenblicksverdampfer" dar, wie sie allgemein als Serpollet-, Wrede- usw. Kessel bekannt sind. Sie unterscheiden sich von diesen aber dadurch, daß:

1. das Wasser beim Eintritt in den „Kessel" Öffnungen passiert, aus denen es in Form von Staub in den Verdampfungsraum austritt, und

2. die Kessel sich aus mehreren Rohrelementen zusammensetzen, von denen jedes als selbsttätiger Kessel arbeitet.

Das Wasser wird durch eine Pumpe im Rohre h, Fig. 92, Skz. 2 mit einem Drucke von 2—4 kg per qcm einer Platte a zugeführt. Diese enthält Z-förmig verlaufende Bohrungen, die das Wasser passieren muß, um in das Verdampfungsrohr b zu gelangen. Dabei wird es zerstäubt: die aus den Öffnungen tretenden Wasserteilchen haben nämlich eine so unbestimmte Bewegung, daß sie aufeinanderprallen und sich gegenseitig zerschlagen. Der entstandene feine Nebel kommt mit der glühendheißen Wand des Verdampfungsrohres b in Berührung, er unterliegt der Einwirkung der von diesem ausgestrahlten Hitze und verdampft nahezu momentan. Der nasse Sattdampf wandert in den Verdampfungsrohren weiter und wird dann überhitzt.

Digitized by Google

Als sehr geeignet für diesen Zweck hat sich ein Rohr von 20 mm lichtem Durchmesser erwiesen. In Rohren von geringerem Durchmesser bildete sich nur unvollkommener Dampf, die Tröpfchen vereinigten sich zu Tropfen, diese nahmen infolge der Bewegung des Stromes Fadenform an und verdampften nie vollständig. Der Dampf war in diesem Falle zu naß, in einem anderen zu trocken.

Die Länge der Verdampferrohre ist, wie Léon Creux im „Génie civil" berichtet, so kalkuliert, daß das Wasser in gesättigten Dampf übergeführt ist, ehe es das erste Rohr des ganzen Systems durchlaufen hat. Gewöhnlich wählt man die Länge des Rohres gleich dem dreißigfachen Durchmesser.

Der gesättigte Dampf tritt aus dem Dampferzeuger in den Überhitzer, der gewöhnlich aus drei, dem Verdampfungsrohr gleichartigen Rohren besteht und mit dem ersteren durch metallische Zwischenstücke verbunden ist. Überhitzer und Verdampfer sind stets so montiert (vgl. Skz. 1, Fig. 92), daß dieser die „erste", jener die „zweite Hitze" bekommt. Ein Verbrennen des Verdampfungsrohres kann bei dieser Anordnung aus dem Grunde nicht eintreten, weil fortdauernd frisches Wasser in das Rohr eintritt und seiner Wandung die Wärme entzieht, ferner weil der Durchfluß des Wassers mit hoher Geschwindigkeit erfolgt.

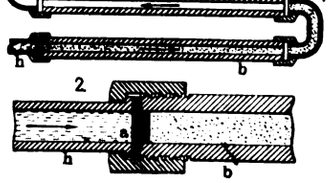


Fig. 92.

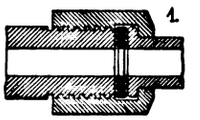


Fig. 93.

Z. A.: Kessel und Maschinen für sehr hochgespannten Dampf.

Die Société des Moteurs à haute tension vereint gewöhnlich sechs bis zehn solcher Elemente zu einem Heißdampfkessel, dessen Verdampferrohre an einen Verteiler angegliedert sind, der ihnen das Wasser liefert. Die Überhitzerrohre stehen mit einem Sammler in Verbindung, aus dem der hoch überhitzte Dampf nach der Verbrauchsstelle abströmt. Der Wasserverteiler wird so bemessen, daß das Wasser ihn mit geringer Geschwindigkeit durchfließt, da andernfalls nicht alle Rohre des Verdampfers die gleiche Menge Wasser empfangen würden. Dasselbe gilt vom Kollektor, der sich als ein Rohr darstellt, das gerade groß genug ist, um Verluste zu vermeiden, aber nicht groß genug, um ihn als wirklichen Dampfsammler bezeichnen zu dürfen.

Diese Disposition gewährt manche praktischen Vorteile; so werden die Verdampferrohre, die gewissermaßen das Gewölbe der Feuerung bilden, da sie sämtlich gleichviel Wasser fassen, auf derselben Temperatur erhalten, sie dehnen sich alle gleichmäßig aus, also ist auch ihre Dauer die gleiche. Das würde nicht der Fall sein, wenn das Wasser ungleichmäßig zugeführt und sie nicht alle mit gleicher Geschwindigkeit durchströmen würde; denn wenn die Wassergeschwindigkeit in den einzelnen Rohren ungleichmäßig ist, so bleiben einige kalt, während andere stark erhitzt erscheinen. Im vorliegenden Fall überschreitet die Geschwindigkeit des Dampfes kaum je 0,9 m in der Sekunde. Demnach besteht auch nur eine geringe Wahrscheinlichkeit, daß Wasser mitgerissen wird und die Temperatur des Dampfes plötzlichen Schwankungen unterliegt. Endlich ist es bei Kesseln der beschriebenen Anordnung verhältnismäßig einfach, ein Element, in dem sich ein gebrochenes Rohr befindet, auszuschalten und trotz alledem ruhig weiter zu arbeiten, bis sich Gelegenheit bietet, das gebrochene Rohr auszuwechseln.

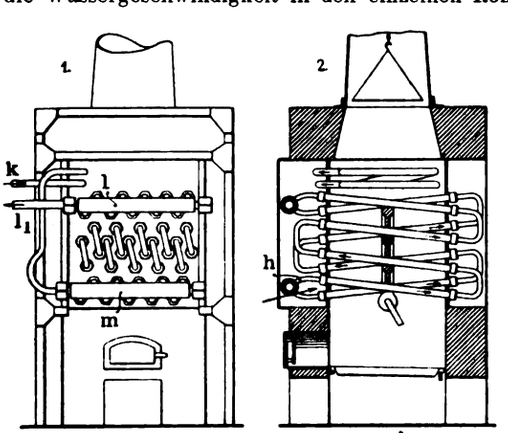


Fig. 94. Z. A.: Kessel und Maschinen für sehr hoch gespannten Dampf.

Das erste Muster des neuen Dampferzeugers für sehr hohe Spannung bestand aus Gußstahl-Rohren. Da sich indes die Fabrikation solcher Rohre sehr umständlich gestaltete, so konnte der Kessel für die Massenherstellung nicht in Frage kommen, zumal die Zusammenstellung der Rohre nur in einer Weise erfolgen konnte, die kaum eine Sicherheit gegen das Verlorengehen von Wärme bot. Nichtdestoweniger hat es der Typ ermöglicht, daß man während mehrerer Jahre umfangreiche Versuche durchführen konnte, durch die festgestellt worden ist, welche Vorteile eine Verkleinerung der Elemente bietet und ob eine Isolation der Elemente untereinander vorteilhaft ist. Auch stellte man fest, daß es genügte, wenn die einzelnen Elemente aus vier Rohren bestehen, die so nahe aneinander gerückt sein dürfen, daß der Abstand nur einige Millimeter beträgt. Kessel dieser Art lieferten sofort nahezu die doppelte Dampfmenge. Die Rohre waren innen 30 mm und außen 45 mm weit und an beiden Enden mit Gewinde versehen. Doppelkrümmer aus Kupfer von 20 × 30 mm (vgl. Fig. 92, Skz. 1) dienten zur Verbindung der Rohre. Alle Teile waren auswechsel- und demontierbar.

Fig. 94 zeigt die allgemeine konstruktive Anordnung eines nach dem neuen Prinzip gebauten vollständigen Kessels. Bei diesen durchläuft das Speisewasser vor seinem Eintritt in den Verteiler einen Economizer oder eine Serpentine (Schlange), in der es durch die Berührung mit den abziehenden Heizgasen vorgewärmt wird. Wiederholte Versuche haben bewiesen, daß selbst mit fehlerhaft befestigten und direkt angebrochenen Rohren keine Explosionen vorkamen. Dies rührt daher, daß das Wasserfassungsvermögen des Kessels tatsächlich so gering ist, daß bei Erzeugung von 100 kg Dampf in der Stunde sich nie mehr als 0,006 cbm Wasser im Kessel befinden. Hierbei wird eine Dampftemperatur von 500 ° C und ein Druck von 800 kg/qcm im Dampfkessel festgehalten.

(Schluß folgt.)

Berechnung eines Windebockes

für Lokomotiven.

Von Regierungsbaumeister **Ad. Vieth** in Bremen.

(Mit Abbildungen, Fig. 95 u. 96.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

8. Spurzapfen der Schraubenspindel: Die Schraubenspindel soll mit ihrem unteren Ende auf einer Tiegelstahl-Spurplatte in gußeisernem Gehäuse gelagert werden, Fig. 96.

Der in der Richtung der Zapfenachse wirksame Druck beträgt $A = 8000$ kg.

Für Spurzapfen gilt die Formel

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot k = \backsim 0{,}8\, d^2 k\,,$$

worin k den zulässigen Flächendruck des Spurzapfens in kg/qcm bedeutet.

Die Schmiernuten, welche die Auflagerfläche des Zapfens um 10 bis 20% verkleinern, kann man bei der Zapfenberechnung vernachlässigen.

Wählt man den Zapfendurchmesser $d = 6$ cm, also gleich dem Kerndurchmesser der Schraubenspindel, so ist

$$k = \frac{A}{0{,}8\, d^2} = \frac{8000}{0{,}8 \cdot 36} = \frac{2500}{9} = 278 \text{ kg/qcm}\,.$$

Bei der unbedeutenden Umfangsgeschwindigkeit der Schraubenspindel kann dieser Wert unbedenklich zugelassen werden, daher Spurzapfendurchmesser $d = 60$ mm.

9. Untersuchung der Schraubenspindel auf Verdrehung: Es sei wieder:

$A = 8000$ kg der Druck auf das Gewinde,
$r = 3{,}5$ cm der mittlere Gewindehalbmesser (Fig. 65, Heft 4, Skz. 6),
α = der Steigungswinkel des Gewindes,
$\tan \alpha = \frac{h}{2\pi r}$ (Fig. 66, Heft 4),
$h = 2$ cm die Gewindesteigung,
ρ der Reibungswinkel,
$\mu = 0{,}1 = \tan \rho$ die Wertziffer der gleitenden Reibung,
M_t das die Spindel beanspruchende Drehmoment in cmkg,

dann ist, s. Fig. 65, Heft 4, Skz. 6

$$M_t = A \cdot r \tan(\alpha + \rho) = A \cdot r \cdot \frac{\tan \alpha + \tan \rho}{1 - \tan \alpha \cdot \tan \rho}$$

$$= A \cdot r \cdot \frac{\frac{h}{2\pi r} + \mu}{1 - \frac{h}{2\pi r} \cdot \mu} = A r \cdot \frac{h + 2\pi r \mu}{2\pi r - \mu h}$$

$$= 8000 \cdot 3{,}5 \cdot \frac{2 + 2\pi \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}1}{2\pi\, 3{,}5 - 0{,}1 \cdot 2} = 28\,000\, \frac{2 + 0{,}7\,\pi}{7\,\pi - 0{,}2}$$

$$= 28\,000\, \frac{2 + 2{,}2}{22 - 0{,}2} = 28\,000 \cdot \frac{4{,}2}{21{,}8} = \backsim 5400 \text{ cmkg}\,.$$

Bezeichnet nun

k_t die größte auftretende Drehungsbeanspruchung,
$W_t = \frac{\pi}{16} d^3$ das Widerstandsmoment gegen Drehung,
$d = 7$ cm den mittleren Gewindedurchmesser,

so ist: $k_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{5400}{\frac{\pi}{16} \cdot 7^3} = \frac{16 \cdot 5400}{\pi \cdot 343}$; folglich ist die in der Schrau-

Digitized by Google

benspindel auftretende, durch die Drehung verursachte, größte Schubkraft

$$k_t = \text{rund } 80 \text{ kg/qcm}.$$

10. Ermittlung der größten idealen Hauptspannung: In der Schraubenspindel wird durch den Auflagerdruck des Trägers, A = 8000 kg, eine überall gleiche Normalspannung, nach Berechnung 5, $k_d = 280$ kg/qcm erzeugt, die mit der größten Schubspannung $k_t = 80$ kg/qcm zusammengesetzt, die größte ideale Hauptspannung im Querschnitte $k_{i\,max}$ ergibt.

Die Zusammensetzung erfolgt nach der Formel

$$k_{i\,max} = 0{,}35\ k_d + 0{,}65\ \sqrt{k_d^2 + 4\alpha_0^2 k_t^2}\ .$$

Hierin ist α_0 das Beanspruchungsverhältnis,

$$\alpha_0 = \frac{\text{zulässige Normalspannung}}{\text{zulässige Schubspannung mal } 1{,}3} = \frac{1000}{1{,}3 \cdot 800} = \backsim 1,$$

folglich

$$k_{i\,max} = 0{,}35 k_1 + 0{,}65 \sqrt{k_1^2 + 4k_t^2} = 0{,}35 \cdot 280 + 0{,}65 \sqrt{280^2 + 4 \cdot 80^2}$$
$$= 98 + 0{,}65 \sqrt{78400 + 25600} = 98 + 0{,}65 \sqrt{104000}$$
$$= 98 + 6{,}5 \sqrt{1040} = 98 + 6{,}5 \cdot 32{,}3$$
$$= 98 + 210 = 308 \text{ kg/qcm}.$$

Dieser Wert liegt weit unter der zulässigen Normalspannung, welche 1000 kg/qcm betragen kann, und ist daher zulässig.

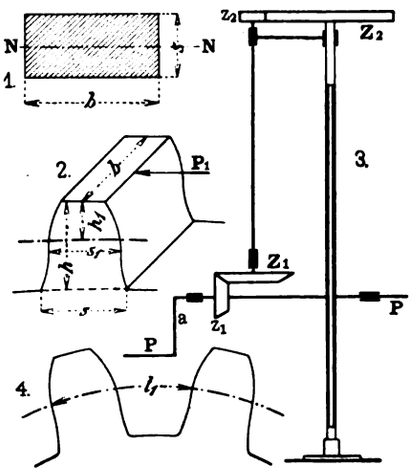


Fig. 95.

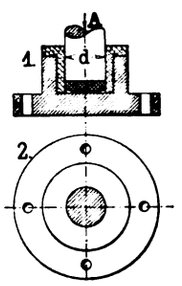


Fig. 96.

Fig. 95 u. 96. Z. A.: Berechnung eines Windebockes für Lokomotiven.

11. Wirkungsgrad des Windebockes: Der Wirkungsgrad des Windebockes setzt sich zusammen aus dem Wirkungsgrad der Schraubenspindel η_{i1} und den Wirkungsgraden der beiden Vorgelege η_{i2} und η_{i3}.

Wirkungsgrad der Schraube: Der Wirkungsgrad der Schraube ergibt sich aus

$$\eta_{i1} = \frac{\text{tang } \alpha}{\text{tang } (\alpha + \rho)},$$

worin α der Steigungswinkel der Schraube = 5° 10′, ρ der Reibungswinkel = 5° 50′, vgl. Berechnung 6; folglich ist

$$\alpha + \rho = 5^0\ 10' + 5^0\ 50' = 11^0$$

und

$$\eta_{i1} = \frac{\text{tang } 5^0\ 10'}{\text{tang } 11^0} = \frac{0{,}0909}{0{,}1944} = \text{rd. } 0{,}48.$$

Wirkungsgrad der Zahnrädervorgelege: Der Wirkungsgrad der Zahnrädervorgelege kann

$$\eta_{i2} = 0{,}92 = \eta_{i3}$$

angenommen werden.

Gesamtwirkungsgrad: Der Gesamtwirkungsgrad des Lokomotivwindebockes ist $\eta_i = \eta_{i1} \cdot \eta_{i2} \cdot \eta_{i3} = 0{,}48 \cdot 0{,}92 \cdot 0{,}92 = \text{rd. } 0{,}41$.

12. Übersetzung n: Das Lastmoment ist nach Berechnung 9 $M_t = 5400$ cmkg.

Nimmt man die Hebelarme der Windenkurbeln a = 35 cm und die Kraft eines Arbeiters an der Kurbel, P = 15 kg, dann ist das Kraftmoment bei Verwendung zweier Arbeiter zum Kurbeln

$$M = 2 \cdot P \cdot a = 2 \cdot 15 \cdot 35 = 1050 \text{ cmkg}.$$

Die Übersetzung zwischen Kraftmoment und Lastmoment ist daher

$$n = \eta_i \cdot \frac{M}{M_t} = 0{,}41 \cdot \frac{1050}{5400} = \frac{0{,}41 \cdot 7}{36} = \frac{1}{12{,}6}.$$

Gewählt sei für das obere, zweite Vorgelege die größere Übersetzung (vgl. Fig. 95, Skz. 3) $n_2 = 1:6$, damit die Welle des kleinen Zahnrades weit genug von den Stützen entfernt bleibt, vgl. Fig. 65, Heft 4, Skz. 1—3; denn nur dadurch wird die Anordnung des ersten Vorgeleges günstig.

Dieses müßte nun eine Übersetzung $n_1 = 1:2{,}1$ haben, damit die Gesamtübersetzung

$$n = n_2 \cdot n_1 = \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{2{,}1} = \frac{1}{12{,}6}$$

herauskommt.

13. Berechnung des ersten Vorgeleges: **Material:** Gußeisen. Übersetzung $n_1 = 1:2.1$.

Angenommen das kleine Rad, Fig. 95, Skz. 3, habe $z_1 = 17$ Zähne, dann muß das größere Zahnrad $z_1 = 2{,}1 \cdot 17 =$ rd. 36 Zähne haben.

Angenommen der Zahnrad-Teilkreishalbmesser des kleinen Rades auf der Kurbelwelle sei $r_1 = 60$ mm, dann ergibt sich der Zahndruck aus der Momentengleichung, nach Fig. 95.

$$P_1 r_1 = 2\,Pa$$
$$P_1 = \frac{2\,Pa}{r_1},$$

worin, nach Berechnung 12, P = 15 kg und a = 350 mm zu setzen ist.

Daher

$$P_1 = \frac{2 \cdot 15 \cdot 350}{60} = 5{,}35 \text{ kg} = 175 \text{ kg}.$$

Dieser Druck beansprucht die Zähne auf Biegung.

14. Die Zahnteilung: Die Zahnteilung t_1, Fig. 95, Skz. 4, ergibt sich nunmehr folgendermaßen:

Bezeichnet b die Zahnbreite in cm, s die Zahnstärke in cm, h die Zahnhöhe in cm, und W das Widerstandsmoment des Zahnwurzelquerschnittes, Fig. 95, Skz. 1, so ist

$$W = \frac{bs^2}{6}.$$

Das den Zahn angreifende Biegungsmoment ist nach Fig. 95, Skz. 2

$$M = P_1 \cdot h.$$

Nun ist

$$M = W \cdot k_b,$$

worin k_b die zulässige Biegungsbeanspruchung des Zahnes in kg/qcm bedeutet; also nach Fig. 95 Skz. 2

$$P_1 \cdot h = W \cdot k_b \text{ oder}$$
$$P_1 \cdot h = \frac{bs^2}{6} \cdot k_b.$$

Setzt man, wie üblich, die Zahnhöhe $h = 0{,}7\,t_1$, die Wurzelstärke $s = \sim 0{,}5\,t_1$, wenn t_1 die Teilung bedeutet, und wählt man ferner die Zahnbreite $b = 2{,}3\ t_1$, so ist

$$P_1 \cdot 0{,}7\,t_1 = \frac{2{,}3\,t_1 \cdot 0{,}5^2 t_1^2}{6} k_b \text{ oder } t_1^2 = \frac{6 \cdot 0{,}7\,P_1}{2{,}3 \cdot 0{,}5^2 k_b},$$

$$t_1 = \frac{1}{0{,}5} \sqrt{\frac{4{,}2\,P_1}{2{,}3\,k_b}} = \frac{1}{0{,}5} \sqrt{1{,}827 \frac{P_1}{k_b}} = 2{,}7 \sqrt{\frac{P_1}{k_b}} \text{ cm}.$$

Führt man nun die Werte $P_1 = 175$ kg und $k_b = 250$ kg/qcm ein, so ist

$$t_1 = 2{,}7 \sqrt{\frac{175}{250}} = 2{,}7 \sqrt{\frac{7}{10}} = 0{,}27 \sqrt{70}$$
$$= 0{,}27 \cdot 8{,}3666 = \backsim 2{,}26 \text{ cm} = 22{,}6 \text{ mm}.$$

15. Durchmesser der Zahnräder und Zahnabmessungen: Bei dieser Teilung ergibt sich der Teilkreisdurchmesser des kleinen Zahnrades nach Fig. 95, Skz. 2 aus

$$2\pi r_1 = z_1 \cdot t_1;\ 2r_1 = \frac{z_1 t_1}{\pi}.$$

(Schluß folgt.)

Über Gegenstrom-Kondensatoren

in Verbindung mit Vakuum, Verdampfapparaten und trockener Schieberluftpumpe.

Von Ingenieur **Max Saalfeld** in **Mittweida.**

(Mit Abbildungen, Fig. 97 u. 98.)

Nachdruck verboten.

Um bei Vakuum und Verdampfapparaten eine hohe Luftleere zu erlangen, ist es notwendig, daß aller Wasserdampf kondensiert wird und die Luftpumpe nur die Luft und unkondensierbaren Gase von möglichst niedriger Temperatur abzusaugen hat. Geschieht dies nicht, so ist der Betrieb unökonomisch, da dann die Luftpumpe eine Menge Wasserdampf zwecklos absaugt, der sich doch sofort wieder erzeugt.

Mit Bezug auf Fig. 98 *) ist der Druck, wenn man von den Reibungswiderständen der verdünnten Gase absieht, überall = p, und wenn sich der Schieber der Luftpumpe öffnet, auch hinter ihrem Kolben. Von diesem Druck p hängt die Verdampftemperatur t im Verdampfkörper ab. Soll nur Wasser verdampft werden, so kann die Temperatur einfach nach den Zeunerschen Tabellen über Spannkraft und Temperatur gesättigter Wasserdämpfe entnommen werden. Ist z. B.

Druck p	0,023	0,041	0,72	0,196 Atm. ab.
Verdampftemperatur t	20°	30°	40°	60°.

Der Gesamtdruck p, von dem in dieser Weise die Verdampftemperatur t abhängt, setzt sich zusammen aus zwei Teilen:

*) In Fig. 98 bezeichnet p, den Verdampfapparat, t′ den Hauptkondensator, p den Nachkondensator, f_1 den Kühlwassereintritt, r die Luftpumpe und q den Fallwasserkasten.

Digitized by Google

1. aus dem Druck d des gesättigten Wasserdampfes im Verdampfkörper und

2. aus dem Druck l der Luft, die teils durch Undichtheiten, teils mit dem Wasser zur Einspritzung absorbiert wurde und sich nun in dem verminderten Druck frei macht; es ist also $p = d + l$.

Dieser Dampfdruck entspricht der mittleren im Kondensator herrschenden Temperatur t', die, solange noch ein Luftdruck l vorhanden ist, stets niedriger als die erreichbare Verdampftemperatur im Verdampfkörper ist. Wird z. B. so viel Kühlwasser w von der Temperatur t_1 pro Zeiteinheit zugegeben, daß die mittlere Temperatur t' im Kondensator 30° beträgt, dann entspricht diese einem Dampfdruck $d = 0{,}041$ At. Somit wird der Gesamtdruck $p = d + l = 0{,}041 + 0{,}155 = 0{,}196$ At unter der Annahme, daß der Luftdruck in allen in Kommunikation stehenden Räumen für sich allein 0,155 At betrüge. Davon hängt die Temperatur t im Verdampfkörper ab, die sonach 60° betragen wird. Ist weniger Luft vorhanden, so daß ihr Druck allein z. B. $l = 0{,}031$ At beträgt, so erhält man den Gesamtdruck $p = d + l = 0{,}041 + 0{,}031 + 0{,}072$ At und hiermit die Verdampftemperatur $t = 40°$.

Könnte man endlich sämtliche Luft wegschaffen, so daß $l = 0$, so wäre $p = d = 0{,}041$ At und die Verdampftemperatur t gleich der im Kondensator $t' = 30°$ (allerdings müßte die erstere um ein

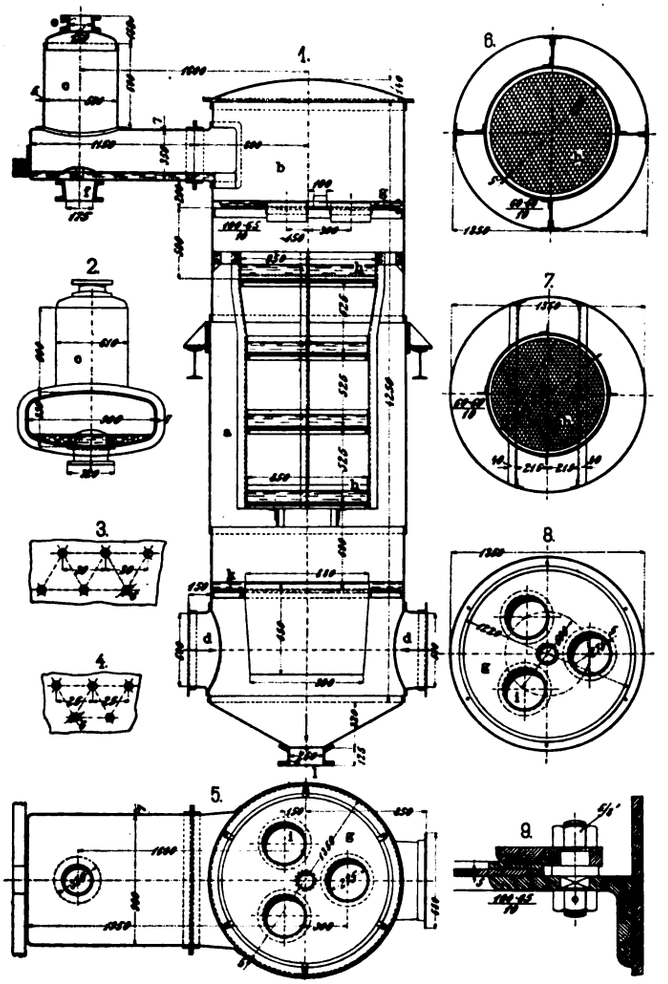


Fig. 97. Z. A.: Über Gegenstrom-Kondensatoren.

kleines Differenzial größer sein, damit überhaupt noch Dampfentwicklung stattfindet).

Je nachdem also mehr oder weniger Luft oder keine im ganzen Apparat vorhanden ist, hat man unter sonst gleichen Umständen Verdampftemperaturen von 60°, 40° und 30° C.

Wir können nun nicht nur durch Luftentziehung den Gesamtdruck p und somit die Verdampftemperatur t erniedrigen, sondern auch durch Zugabe einer größeren Menge oder auch kälteren Kühlwassers. Wird durch dieses Mittel die Temperatur im Kondensator von 30° auf $t' = 20°$ herabgedrückt, so entspricht dies einem Druck des gesättigten Wasserdampfes von $d = 0{,}023$ At; haben wir wieder gleichviel Luft wie vorher, so haben wir jetzt die drei Gesamtdrücke

$$p = 0{,}023 + 0{,}155 = 0{,}178 = 58° \text{ t},$$
$$p = 0{,}023 + 0{.}031 = 0{,}054 = 35° \text{ t},$$
$$p = 0{,}023 + 0 \quad = 0{,}023 = 20° \text{ t}.$$

Von den beiden Mitteln zur Erniedrigung des Drucks und damit der Verdampftemperatur (die übrigens stets zusammen angewendet werden), nämlich: Entziehung der Luft einerseits und Erniedrigung der Temperatur im Kondensator andererseits, wirkt, wie die Zahlen zeigen, das erste viel stärker als das letztere, das außerdem immer in praktischen Grenzen beschränkt ist. Man kann auf der einen Seite kein kühleres Wasser geben, als man zur Verfügung hat, und will anderseits nicht abnorm viel Kühlwasser geben, zumal mit ihm die sich daraus entwickelnde Luft wächst und größere Luftpumpen nötig werden. Daraus folgt, daß man in erster Linie die Luft wegzuschaffen hat, und eine Verdampfungsanlage, die dies am vollkommensten bewirkt, ist in bezug auf niedrige Verdampftemperatur die beste.

Bei jedem barometrischen Gegenstromkondensator für trockene Kondensation hat man vier Rohranschlüsse zu unterscheiden: 1. Dampfeintritt, 2. Luftaustritt zur Luftpumpe, 3. Kühlwassereintritt und 4. Fallwasseraustritt.

Den Kühlwassereintritt wird man wohl immer nach oben verlegen und den Fallwasseraustritt nach unten. Die beiden anderen Anschlüsse werden oft planlos, irgendwo an die Seite verlegt. Die Folge davon ist, daß im ganzen Kondensatorraum dieselbe Temperatur t' herrscht, insbesondere aber dort, wo die Luftpumpe die schädliche Luft absaugen soll. Infolgedessen nimmt die Luftpumpe statt nur die den Druck vermehrende Luft abzusaugen, nutzlos eine Menge Wasserdampf mit, der sich alsbald wieder erzeugt. Dadurch wird selbstverständlich der Nutzen des Luftauspumpens sehr beeinträchtigt, und man gewinnt auf diese Weise selbst mit der größten und leistungsfähigsten Luftpumpe nur mittelmäßige Resultate, weil in dem von der Pumpe abzusaugenden Gasgemenge (Wasserdampf und Luft) die Luft nur einen kleinen Teil bildet, das Dampfabsaugen aber gar keinen Zweck hat, da der Dampf eben kondensiert werden sollte. Das Bestreben muß sein, aus dem von der Luftpumpe angesaugten Gasgemenge die Luft möglichst rein abzusondern, so daß die Pumpe möglichst nur Luft zu fördern hat.

Erreicht wird dies mit dem in Fig. 97, Skz. 1 dargestellten barometrischen Gegenstrom-Kondensator mit Nachkondension des Dampfes und Abkühlung der Luft vor Eintritt in die Luftpumpe bis nahe auf die Temperatur des eintretenden Kühlwassers t_1; die Konstruktion ist zum Patent angemeldet. Unten bei d tritt der Dampf ein, und oben wird das Gasgemenge aus einem mit dem Hauptkondensator a kommunizierenden Nachkondensator b aus dem Rezipienten c bei e direkt über dem Kühlwassereintritt f abgesaugt. Das Kühlwasser macht den umgekehrten Weg. Es läuft ruhig ein, verteilt sich gleichmäßig auf dem Boden des Nachkondensators b, sowie auf der oberen Platte g mit seinen Überfallstutzen i (Skz. 5), um in fein verteilten Tropfen regenförmig im Hauptkondensator herabzufließen. Der Regen wird durch die an die obere Platte g aufgehängten durchlochten Böden h erzeugt, die nach Abschrauben des Deckels ausgewechselt werden können. Der obere Siebboden ist großer und erhält am Umfang eine Reihe Löcher, damit das Kühlwasser bis an die Wand des Hauptkondensators spritzt. Unten im Hauptkondensator ist noch ein Boden k mit Überfallrohr eingebaut, so daß der Dampf bereits bei seinem Eintritt an dem sich bildenden Wasserschleier teilweise kondensiert wird. Das erwärmte Wasser mit dem kondensierten Dampf fließt unten durch ein Fallrohr von mindestens 10,7 m selbsttätig ab.

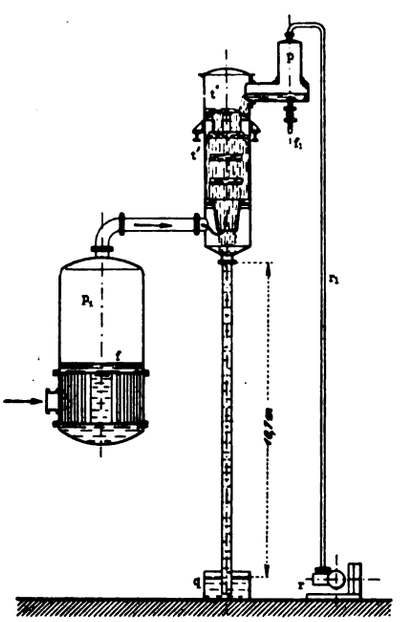


Fig. 98. Z. A.: Über Gegenstrom-Kondensatoren.

Die Vorteile der Konstruktion sind folgende:

1. Außerordentlich große Wasseroberflächen, an denen der Dampf kondensieren kann, nämlich: a) die verschiedenen Wasserspiegel und Wasserstrahlen, b) die Oberfläche der Wassertropfen.

2. Günstige Wärmeverteilung und gesteigerter Luftabzug im oberen Teil des Kondensators, wodurch die Temperatur im Kondensator nach oben stetig abnimmt und die Luft mit der Temperatur des eintretenden Kühlwassers von der Luftpumpe abgesaugt wird.

3. Relativ kleine Luftpumpe, da sie bei jedem Hube dichtere Luft abzusaugen hat, als wenn sie direkt über der Platte g, wie bei der gewöhnlichen Konstruktion abgeführt wird.

4. Geringster Kühlwasserverbrauch bei niedrigen Verdampftemperaturen.

Der Arbeitsvorgang. Hat man Kühlwasser von $t_1 = 14° C$ in solcher Menge eingeführt, daß die mittlere Temperatur $t' = 30° C$ und der Luftdruck $l = 0{,}031$ At beträgt, so ist $p = d + l = 0{,}041 + 0{,}031 = 0{,}072$ cbm und somit die Verdampftemperatur im Verdampfkörper 40° C.

Digitized by Google

Läßt man nun durch entsprechende Stellung des Wasser-Eintrittventils weiter so viel Kühlwasser von 14 ° C eintreten, daß die Temperatur im Nachkondensator auf $t'' = 20$ ° C sinkt, so wird darin der Dampf, der durch die Luftpumpe abgesogen wird, kondensieren, der restierende Dampfdruck beträgt im Nachkondensator nur $d'' = 0{,}023$ At.

Da der Gesamtdruck p aber derselbe bleibt, so muß der Luftdruck l'' jetzt auf $l'' = p - d'' = 0.072 - 0.023 = 0{,}049$ At steigen.

Hierbei tritt folgender Vorgang auf: Im Haupt- und Nachkondensator herrscht gleicher Druck, weil beide miteinander kommunizieren; im Nachkondensator aber mit seiner geringeren Temperatur wird ein großer Teil Dampf niedergeschlagen, also will dort der Druck abnehmen. Dadurch entsteht aber eine lebhafte Strömung vom Hauptkondensator nach dem Nachkondensator, die diesem so lange neues Gasgemenge (Wasserdampf und Luft) zuführt (wovon sich indes der Dampf zum größten Teil fortwährend niederschlägt), bis der Luftdruck allein so hoch gestiegen ist, als der Druck von Luft und Dampf im Hauptkondensator.

Da die Luftpumpe aus dem Nachkondensator saugt, wo dichtere Luft vorhanden ist, so wird sie bei jedem Hube mehr Luft wegsaugen, als wenn sie einfach aus dem Hauptkondensator saugt, und zwar verhalten sich im obigen Zahlenbeispiel die Luftmengen, besser gesagt die Luftgewichte wie $\frac{0{,}049}{0{,}031} = 1{,}58$ d. h. durch Anordnung der Nachkondensation erhalte ich mit derselben Luftpumpe 58% Mehrluftlieferung.

Wie energisch aber ein gesteigerter Luftzug aus dem Gesamtapparat auf die beabsichtigte Erniedrigung der Verdampftemperatur wirkt, das haben wir aus dem früheren Zahlenbeispiel gesehen.

Kühlwasserverbrauch des Nachkondensators im letzten Beispiel:

Nehmen wir eine Luftpumpe, die pro Minute 6 cbm Gasgemenge absaugt, so werden in derselben Zeit nach Daltons Gesetz 6 cbm Dampf von 0,041 At und 6 cbm Luft von 0,031 At nach dem Nachkondensator strömen. Dort wird soviel Kühlwasser von $t_1 = 14$ ° zugegeben, daß die Nachkondensation bei $t'' = 20$ ° C stattfindet. Der Dampf d'' reduziert sich auf 0,023 At. Da nun die Dampfdichte bei 0,04 At = 0,029 kg pro cbm, bei 0,02 At = 0,015 kg pro cbm

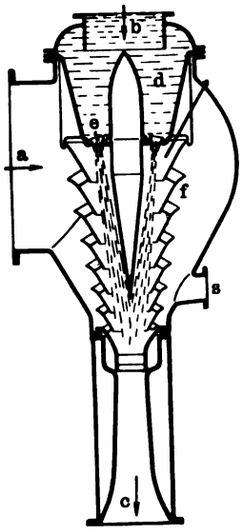


Fig. 99.

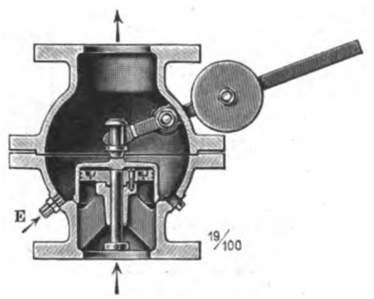


Fig. 100.

Z. A.: Strahlkondensator für Dampfturbinen.

ist, so wird in der Minute von den 6 cbm Dampf ein Gewicht G kondensiert von

$$G = 6\ (0{,}029 - 0{,}015) = 6 \cdot 0{,}014 = 0{,}084 \text{ kg}.$$

Enthält 1 kg Dampf rund 600 Kal und braucht man zu dieser Kondensation das n-fache Gewicht Kühlwasser, so hat man

$$\underbrace{\text{Dampfwärme} + \text{Kühlwasserwärme}}_{\text{vorher}} = \underbrace{\text{Wärme des warmen Wassers}}_{\text{nachher}}$$

$$0{,}084 \cdot 600 + 0{,}084 \cdot 14. \qquad = (n+1) \cdot 0{,}084 \cdot 20.$$

Hieraus ergibt sich $n = 29{,}7$.

Es wird also das 29,7 fache Gewicht des Kühlwassers von dem zu kondensierenden Dampfe gebraucht. Das letztere war aber 0,084 kg, also die Kühlwassermenge zur Nachkondensation pro Minute $n \cdot G = 29{,}7 \cdot 0{,}084 = 2.52$ kg.

Da aber für die Luftpumpe der vorausgesetzten Größe (6 cbm pro Minute) ein Hauptkondensator mit einem Wasserverbrauch von mindestens 350 l nötig ist, so ist für die gewonnene Mehrleistung von 58% ein Mehrverbrauch an Kühlwasser von nur $\frac{2{,}52}{350} = 0{,}007$, also nur 0,7% erforderlich.

Die Kondensatoren werden für eine Dampfverdichtung von 1500—20 000 kg pro Stunde ausgeführt, für größere Leistungen als Zentral-Zwillings-Gegenstrom-Kondensatoren.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Strahlkondensator für Dampfturbinen

System Körting.

(Mit Abbildungen, Fig. 99—101.)

Nachdruck verboten.

Die Praxis hat gezeigt, daß der seinerzeit von Gebr. Körting A.-G. in Körtingsdorf bei Hannover eingeführte Vollstrahl-Kondensator für die bekanntlich sehr viel Kühlwasser verbrauchenden Dampfturbinen nicht ausreicht. In dem Bestreben, den Strahlkondensator auch für die Dampfturbine nutzbar zu machen, kam man auf die Zerlegung des vollen Strahles in mehrere feine Strahlen, und so entstand der durch Fig. 99 im Vertikalschnitt veranschaulichte Vielstrahlkondensator.

Der zu verdichtende Dampf tritt auch hier durch einen weiten Stutzen a in den durch die treibenden Wasserstrahlen luftleer gemachten Düsen- oder Verdichtungsraum f, wo er sich an dem Wasser niederschlägt und mit ihm mischt. Das Betriebswasser strömt durch den Stutzen b ein, füllt den Hohlkegel d an und spritzt durch die im Ringe angeordneten Wasserdüsen e in den Saugdüsensatz f aus. Bei s befindet sich ein Anschlußstutzen für den Vakuumzerstörer, und bei c tritt das Gemenge aus Kühlwasser und Kondensat aus.

Der Vakuumzerstörer, Fig. 101, soll beim Versagen des Kondensators das Zurücktreten von Wasser in die Abdampfleitung verhindern; er besteht aus einem am Stutzen s, Fig. 99, des Kondensatorgehäuses montierten Schwimmerventil s, Fig. 101, und einem durch dieses betätigten Luftventil v, das an irgend einer Stelle der Abdampfleitung angebaut wird. Versagt der Kondensator, d. h. fängt er an, sich mit Wasser zu füllen, so öffnet sich das Schwimmerventil und läßt etwas atmosphärische Luft unter den Kolben des eigentlichen Lufteinlaßventiles strömen. Dadurch wird das Ventil selbst sofort angehoben, der Eintritt genügend großer Mengen atmosphärischer Luft in die Abdampfleitung freigegeben und damit das Vakuum in ihr schnell zerstört.

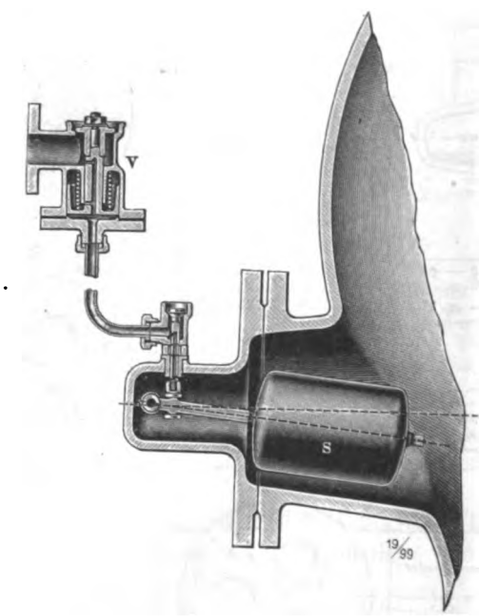


Fig. 101. Z. A.: Strahlkondensator für Dampfturbinen.

Das Schwimmerventil s, Fig. 101, ist sehr klein bemessen, damit es bereits durch kleine eindringende Wassermengen betätigt wird.

Undichtheiten der Lufteinlaßventile werden durch einen Wasserverschluß, der von der Betriebsleitung des Kondensators gefüllt wird, unschädlich gemacht.

Zum Abschluß der ins Freie führenden Abdampfleitung, falls eine solche angelegt wird, benutzt man selbsttätige Auslaßventile nach Fig. 100 oder Abdampfschieber, letztere jedoch nur dann, wenn die Abmessungen der Abdampfleitung die Verwendung der Ventile nach Fig. 100 untunlich erscheinen lassen. Das Dichthalten der verhältnismäßig großen Auslaßventile wird durch Wasserbäder erreicht. Das für den Wasserverschluß erforderliche Wasser wird dem Ventil bei e zugeführt.

Der besseren Übersicht halber seien noch die Teile einer Vielstrahl-Kondensatoranlage zusammengestellt. Außer dem Kondensator sind erforderlich: eine Kühlwasserpumpe, ein Schwimmer, das Lufteinlaßventil, das selbsttätige Auslaßventil, die Abdampfleitung, ein Wasserschieber und die Druckleitung von der Pumpe zum Kondensator, der vorteilhaft unmittelbar an der Dampfmaschine zu montieren ist.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 7. Begründet von W. H. Uhland. 26. März 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Heißdampf-Lokomobile mit Ventilsteuerung.

(Mit Abbildungen, Fig. 102—107.)

Nachdruck verboten.

Die Einführung der Ventilsteuerung auch in den Lokomobilbau konnte nach den Erfolgen, die die Ventilsteuerung im allgemeinen Dampfmaschinenbau erlangte, nur eine Frage der Zeit sein; daß sie aber im unmittelbaren Anschlusse an die Einführung der Ventilsteuerung bei der Lokomotive erfolgte, ist ein Verdienst der Firma Heinrich Lanz in Mannheim. Ihr muß das Verdienst zugesprochen werden, den Wert dieses Steuerungssystems auch für Lokomobilen zuerst erkannt zu haben.

Da die Lentzsteuerung in ihren verschiedenen Anwendungen von uns schon oft gewürdigt ist, so genügt es, hier die Teile der Steuerung zu beschreiben, die mit Rücksicht auf die Verwendung an der Lokomotive Änderungen erfahren mußten.

Vorausgeschickt sei, daß alle bisher gebräuchlichen Schiebersysteme in ihrer Urform für den Heißdampfbetrieb nicht geeignet sind, weil sie auf der Flächengleitung beruhen. Das Ventil dagegen erfüllt von vornherein alle Bedingungen eines inneren Steuerungsorganes, das frei gehoben, jeder Flächengleitung entbehrt und sich nur im Augenblick des Schlusses auf den Ventilsitz aufsetzt, sonst aber in Ruhe verharrt. Wird dieses Ventil noch durch einen äußeren möglichst einfachen Steuerungsantrieb betätigt, so erscheint es gewissermaßen als Ideal eines Steuerungsorganes.

Da man sich über diese Tatsachen schon lange klar war, so datieren die Versuche der Anwendung des Ventiles zur Lokomobilsteuerung ziemlich weit zurück; jedoch sind sie immer wieder daran gescheitert, daß die betreffenden Ventilsteuerungen infolge der Schwerfälligkeit der äußeren Steuerungsteile hinter den bekanntlich sehr einfachen Schiebersteuerungen betriebstechnisch wesentlich zurückstanden. Sie versagten auch bei den gesteigerten Umlaufzahlen, wie sie der heutige schnelle Betrieb verlangt. Erst mit Auftauchen der Lentz-Steuerung gewann die Ansicht, daß es möglich sei, die Ventilsteuerung für den Lokomobilbau zu verwenden, an Wahrscheinlichkeit, zumal diese Steuerung sich durch große Einfachheit der Teile kennzeichnet.

Die Firma Lanz baut heute den größten Teil ihrer stationären Lokomobilen mit Ventilsteuerung System „Lentz" in Verbindung mit dem gleichnamigen Beharrungsachsenregler und ist auch bereits daran gegangen, ihre fahrbaren Lokomobiltyps in gleicher Weise auszurüsten. Die erste derartige Lokomobile war im vergangenen Jahre auf der Mannheimer Jubiläums-Ausstellung im Betrieb zu sehen.

Bei der Lentzsteuerung hat jeder Zylinder die bei Ventilsteuerungen üblichen gesonderten Dampfwege, nämlich auf jeder Kolbenseite einen Einlaß- und einen Auslaß-Kanal. Als Verteilorgane dienen doppelsitzige Rohrventile (vgl. Fig. 103), die durch die Lentzsche Schwingdaumensteuerung betätigt werden.

Die Einfachheit der Lentz-Steuerung beruht auf der Vermeidung aller ausschaltbaren Hebel und Gelenke. Ein mit Steuernocken versehener Schwingbolzen steuert die horizontal unter dem Zylinder gelagerten Ventile (vgl. Fig. 107), indem eine mit jeder Ventilspindel verbundene Rolle durch eine Feder in kraftschlüssiger Verbindung mit dem zugehörigen Steuernocken gehalten wird. Der Schwingbolzen seinerseits wird unmittelbar vom Exzenter ohne Einschaltung sonstiger Zwischenglieder angetrieben.

Die Hochdruck-Einlaß-Steuerung wird durch das von einem Lentzschen Beharrungsachsenregler beeinflußte Verstellexzenter (vgl. Fig. 105) beeinflußt. Dieser Lentzregler verkörpert nun auch den Gedanken des unmittelbaren Angriffes. Ein eigenartiger Flachregler neben dem Exzenter greift mit seinem Reglerbolzen das Verstellexzenter unmittelbar an, verschiebt es auf einem mit der Steuerungswelle fest verbundenen Stein, verändert dadurch die Exzentrizität und damit die Füllung und Leistung der Lokomobile. Die exakte Regulierung bei allen Belastungsgraden gewährleistet den ruhigen Gang der Maschine, wobei der Exzenterregler mit Beharrungsmasse jedes Überregulieren ausschließt. Die Details des Reglers sind aus Fig. 105 ersichtlich.

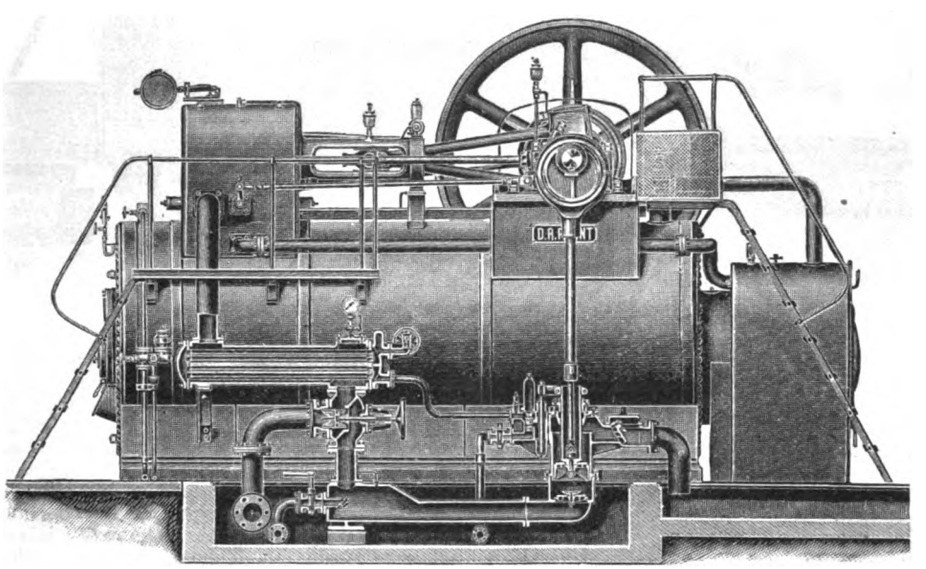


Fig. 102.

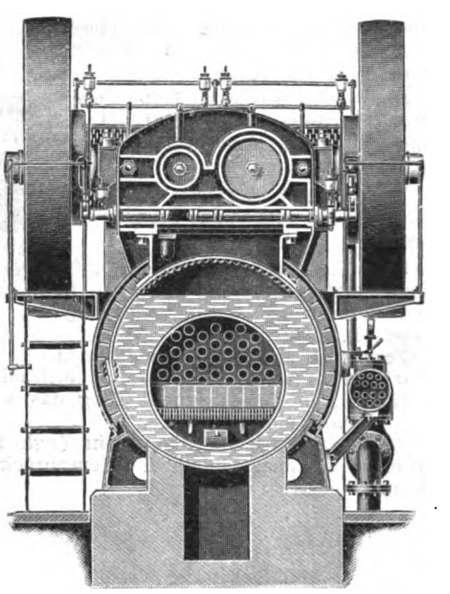


Fig. 103.

Z. A.: Heißdampf-Lokomobile mit Ventilsteuerung.

Der Kraftbedarf der Ventilsteuerung System Lentz ist somit verhältnismäßig gering und demnach der mechanische Wirkungsgrad der Lokomobile hoch. Abgesehen von den geringen Ventilmassen unterliegen die Ventile keiner Flächenreibung, und die Ventilspindeln sind ohne Packung abgedichtet; sie werden genau in die Metallführungen eingepaßt und mit Labyrinthnuten versehen.

Diese Labyrinth-Metalldichtung erreicht die vollständige Abdichtung der Kolbenstange nur dadurch, daß mehrere hintereinander gereihte, sauber aufgepaßte Gußringe zwischen sich Expansionskammern lassen, in denen der Dampf sich gewissermaßen tot arbeitet. Die Ringe liegen lose in den Expansionskammern und sind radial nach allen Seiten frei beweglich, so daß sie dem Spiel der Kolbenstange folgen können.

In bezug auf den allgemeinen Aufbau der Heißdampf-Lokomobile (Fig. 102—107) fällt besonders die Sorgfalt auf, mit der die Maschine auf den Kessel angeordnet ist. Eine patentierte Lagerung der Kurbelwelle befreit die Lokomobilmaschine von den schädlichen Dehnungswirkungen des Kessels; sie bewirkt, daß die beiden Hauptbestandteile der Lokomobile, d. h. Kessel und Maschine, genügende Ausdehnungsfreiheit besitzen und sich unabhängig voneinander ausdehnen können. Der mit den Lagern ein Gußstück bildende Lagerrahmen ruht hier nicht unmittelbar auf dem Kessel, sondern wird von besonderen mit diesem vernieteten Stahlstützen (vgl. Fig. 102—104 u. 106—107) getragen. So sind Lager und Kurbelwelle der Einwirkung der Kesselwärme entzogen, bleiben also kühl. Die breiten Hauptlager werden durch zwei über die Welle laufende endlose Ketten geschmiert, die das Öl aus dem Lagerfuße selbsttätig auf die Lagerschmierfläche heben. Von da fließt es durch das Lager in seinen Behälter zurück, um immer wieder am Kreis-

Digitized by Google

lauf der Ringschmierung teilzunehmen; so erreicht man die Vorteile der Dauerschmierung.

Die Dampfzylinder sind ebenfalls nicht unmittelbar auf dem Kessel, sondern auf gehobelten Stahlstützen festgemacht. Zylinder und Lagerrahmen hängen durch die Lanzsche Strebestangenverbindung miteinander zusammen, wodurch der unverrückbare Zusammenbau der Maschine und ihrer für den ruhigen Gang so wichtigen Steuerungsteile gesichert ist.

Der Dampfkessel ist aus weichem Stahlblech und besitzt gebohrte Nietlöcher. Die Nietung selbst erfolgt hydraulisch, und die Heizrohre des Kessels lassen sich mit der Feuerbüchse zusammen ausziehen. Wasser- und Dampfraum sind groß gewählt, die Heizflächen reichlich bemessen, so daß der Kessel auch starken Betriebsschwankungen leicht zu folgen vermag. Zufolge der weiter unten beschriebenen Anordnung des Überhitzers läßt sich übrigens das Röhrensystem herausziehen, ohne daß man den Überhitzer vorher zu entfernen braucht. Auch ist es möglich, nur einzelne Rohre herauszuziehen, um sie auszuwechseln oder zu reinigen.

Als Speisevorrichtung sind eine Speisepumpe sowie ein Injektor vorgesehen.

Der Vorwärmer ist in die Abdampfleitung (vgl. Fig. 102) eingebaut und nützt die Wärme des Abdampfes zur Erhöhung der Temperatur des Speisewassers aus, ohne daß dieses mit dem Abdampfe sich mischen kann.

Die Kondensation arbeitet nach dem Einspritzverfahren, ihre Luftpumpe wird vom Niederdruckexzenter aus angetrieben.

Der Kühlwasserverbrauch soll ca. 200 l per PS und Stunde betragen.

Unter dem Ventilkolben der Luftpumpe sitzt ein Saugringventil, in den Überlauf ist eine Rückschlagklappe eingebaut.

Ferner ist, um die Lokomobile nach Bedarf sowohl mit Kondensation als auch mit Auspuff arbeiten lassen zu können, in die Abdampfleitung das aus Fig. 102 ersichtliche Wechselventil eingeschaltet.

Die Rostanlage im Flammrohr (vgl. Fig. 104) ist nach dem Planrosttypus ausgebildet, die Feuerbrücke mit Schamottesteinen gefüttert.

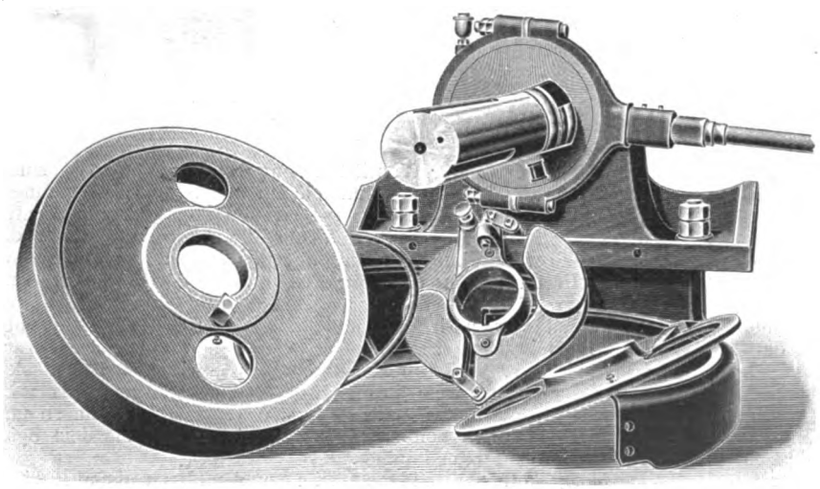


Fig. 105. Z. A.: Heißdampf-Lokomobile mit Ventilsteuerung.

Der Überhitzer befindet sich in einem Aufbau der Rauchkammer, der nach oben oder unten gerichtet werden kann; er ist so in diese Kammer eingebaut, daß er diese selbst frei läßt und somit die Reinigung der Rauchrohre bequem durchzuführen ist. Der Überhitzer selbst wird durch dünnwandige Rohre gebildet, die derart angeordnet sind, daß der Dampf lange Zeit mit den abziehenden Heizgasen in Berührung bleibt. Zwischen Dampfkessel und Überhitzer ist ein Absperrventil, das sogenannte Sattdampfventil, eingeschaltet und der Überhitzer ist zum Herausnehmen eingerichtet, kann also jederzeit gereinigt werden.

Neue Personenwagen für Eisenbahnen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 15 u. 16.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Einen sechsachsigen Salonwagen für die Kgl. bayr. Staatseisenbahnen geben die Fig. 7–10 auf Tafel 16 wieder.

Der Wagen, dessen Grundrißeinteilung nach dem Entwurf der Bestellerin ausgeführt ist, hat in der Mitte einen sich über die ganze Wagenbreite erstreckenden Hauptsalon h, der mit Schlafsofas, Ausziehtisch, Schlafstuhl und Sesseln eingerichtet ist. Links neben

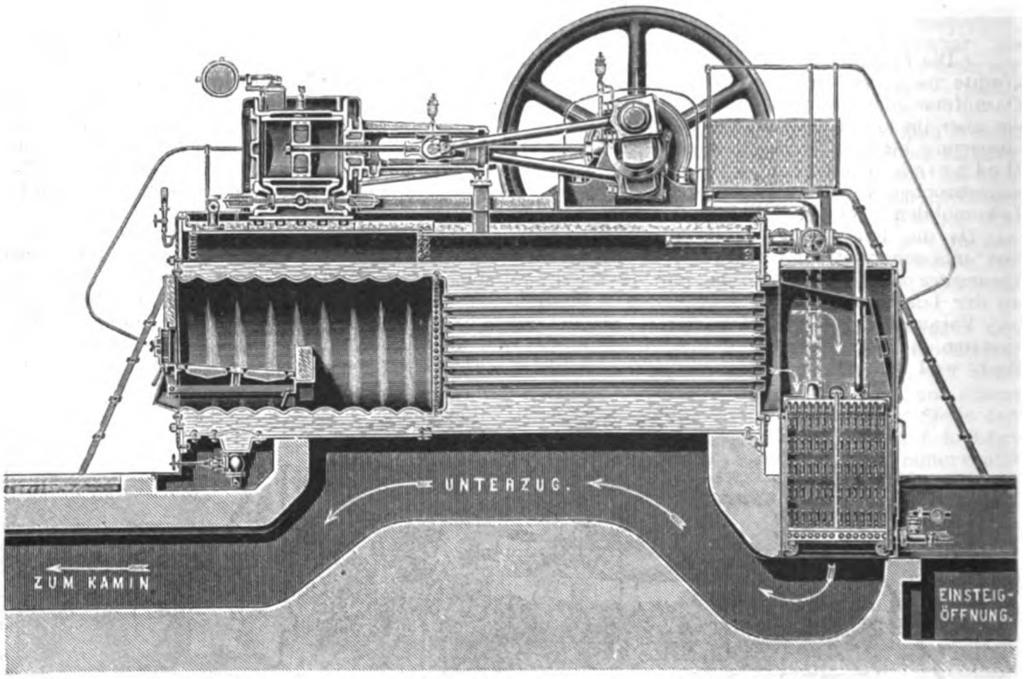


Fig. 104. Z. A.: Heißdampf-Lokomobile mit Ventilsteuerung.

dem Salon befindet sich ein durch einen Vorhang abschließbarer Vorsalon g mit Schlaflagern, Schlafstühlen und einem Waschschrank, und daran anschließend zwei durch eine Schiebetür miteinander verbundene Halbabteile e f, von denen jedes zwei Schlaflager und einen Waschschrank enthält. Weiter sind in dem Wagen auf dieser Seite des Salons noch ein Abort d mit Wasserspülung und Waschtisch, ein Wäscheschrank c und eine Eiskammer b untergebracht. Rechts von dem Hauptsalon befindet sich ein gewöhnliches Vollabteil I. Klasse i mit Schlaflagern, dann ein Dienerabteil l mit Schlaflagern, das gleichzeitig als Küche ausgebildet ist. Anschließend daran ist ein Abort m mit Wasserspülung und Waschtisch für die Dienerschaft, und der Ofenraum n für die Warmwasserheizung angeordnet. Die erwähnte kleine Küche ist mit einem Vorratschränkchen, einem Anricht- und Spültisch, mit Gaskochern, sowie dem für warme Getränke und einfachere Speisen nötigen Koch- und Speisegeschirr versehen.

Die innere Ausstattung des Wagens ist nach den Entwürfen des Bayerischen Gewerbemuseums ausgeführt. Die Wände der Abteile und die Gänge sind mit Holz und die Decken mit bemalter Steinpappe verkleidet. Für den Hauptsalon ist Rosenholz mit Palysander- und Perlmuttereinlagen verwendet. In den reichgegliederten Querwänden dieses Raumes befindet sich je ein großer Spiegel. In das Feld oberhalb des einen Spiegels ist eine entsprechend umrahmte Uhr und oberhalb des anderen Spiegels ein gleich umrahmtes Barometer eingepaßt. Zu beiden Seiten der Spiegel befinden sich vergoldete und versilberte Metallreliefs mit Wandlampen in der Mitte. Im Vorsalon bestehen die Friese aus amerikanischer Birke und die Füllungen aus Mahagoni und Mahagoni-Flocket mit Einlagen aus Birnbaum, Elfenbein und Ebenholz. Sowohl im Hauptsalon, wie im Vorsalon sind die Decken mit eingelegten Holzleisten verziert. Die beiden Halbabteile, sowie das gleich rechts neben dem Hauptsalon liegende Vollabteil sind mit Kirschbaumholz verkleidet und sowohl die Friese als die Füllungen mit Einlagen aus Amaranth und Perlmutter verziert. Die Seitenwände des Dienerraumes sind mit Pegamoid überzogen und durch Rahmen aus Ulmenholz abgegliedert. Ebenso bestehen die Friese im Gang aus Ulmenholz, die Füllungen aus eingelegten Fournieren von Platanen- und Ulmenholz. Von den Aborten ist der links mit Stuckmarmor, der andere mit bemaltem Blech verkleidet.

Digitized by Google

Für den Bezug der Möbel der Salons sind Velours gènes, für den der anderen Abteile Moquette von grüner und blaugrauer Farbe verwendet.

Zur Abkühlung des Wageninnern wird mittels eines elektrisch angetriebenen Ventilators aus der Eiskammer b Luft gesogen und durch Kanäle den Personenabteilen zugeführt. Die Luftzuführung kann geregelt werden. Außerdem sind an den Decken direkt ins Freie mündende Luftsauger angebracht.

Der Wagen hat elektrische Beleuchtung. Der Strom dazu wird durch eine von einer Wagenachse aus angetriebene Dynamomaschine geliefert. Für die Beleuchtung des Wagens während des Stillstandes ist eine Akkumulatorenbatterie vorgesehen. Außerdem sind im Wagen Notlampen verteilt. Die Lampenkörper sind teils als Deckenlampen, teils als Wandlampen ausgeführt.

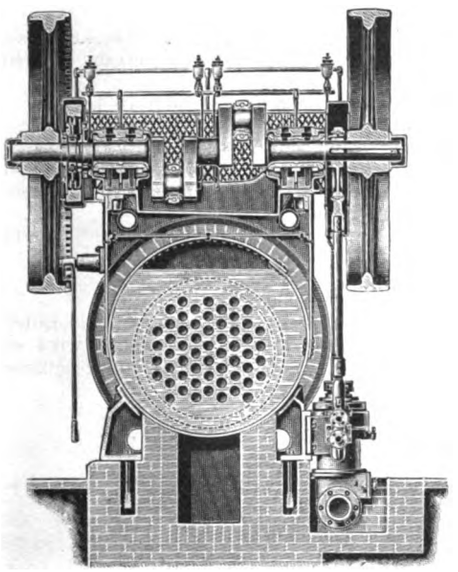


Fig. 106. Z. A.: Heißdampf-Lokomobile mit Ventilsteuerung.

Der Wagen wird von zwei dreiachsigen Drehgestellen getragen und ist ohne die sonst üblichen Wiegen direkt auf den Drehgestellen gelagert. Um beim Einfahren in Krümmungen den Seitendruck abzuschwächen, ist der Drehgestellzapfen mit seitlicher Abfederung verschiebbar. Zum Druckausgleich auf die drei Achsen sind die Tragfedern durch Ausgleichhebel miteinander verbunden.

Bei den Abmessungen des Wagens ist darauf Rücksicht genommen, daß er auf alle normalspurigen Hauptbahnen des Kontinents übergehen kann; er hat daher eine von beiden Wagenenden aus bedienbare Handbremse, Westinghousebremse, Umschalte-Luftsaugebremse System Hardy und Henrybremse, sowie ein Alarmsignal Rayl & Kohn.

Für dieselbe Bahnverwaltung bestimmt ist schließlich auch der vierachsige D-Zugswagen I. und II. Klasse mit Schlafabteilen, welchen die Fig. 1—6 auf Tafel 16 wiedergeben.

Der auf zwei zweiachsigen Drehgestellen gelagerte Wagenkasten enthält sieben Abteile (d—k), von denen die vier auf der linken Seite als Schlafabteile ausgebildet sind, während die anderen (h i k) gewöhnliche Kursabteile bilden. Die mit Schlafeinrichtung ausgerüsteten Abteile (d—g) bestehen aus zwei Halbabteilen I. Klasse mit je 2 Sitzplätzen und aus zwei Vollabteilen II. Klasse mit je 6 Sitzplätzen, die drei Kursabteile aus zwei Vollabteilen und einem Halbabteil II. Klasse mit je 6 und 3 Sitzplätzen. Die Halbabteile I. Klasse sind durch eine Schiebetüre miteinander verbunden und enthalten je einen Waschschrank. Das sich an sie anschließende Vollabteil II. Klasse mit Schlafeinrichtung ist als Wechselabteil I./II. Klasse gedacht. Es ist daher etwas länger gehalten als sonst üblich und kann durch einen einzuhängenden Vorhang abgeteilt und so bei Benützung als Schlafabteil in zwei Halbabteile getrennt werden.

Zur Herstellung der Schlaflager werden die Rücklehnen hochgehoben. Da die vorstehenden Armlehnen, sowie Ohrenbacken beim Liegen stören, so ist dafür gesorgt, daß man die hochgeschlagene Rücklehne um 180° drehen kann, damit diese vorstehenden Teile nach unten zu liegen kommen. Der Seitengang vor den Schlafabteilen ist von dem Gang der anderen Abteile durch eine Pendeltüre abgetrennt. Auf der Seite der Schlafabteile befindet sich ein Abort- und Waschraum, sowie ein Wäscheschrank. Auf der anderen Seite sind Abort m und Waschraum l getrennt.

Die Ausstattung des Wagens besteht aus Pegamoidverkleidungen mit Umrahmungen aus Ulmenholz. Die Möbel in der I. Klasse sind mit rot gemustertem Plüsch, die in der II. Klasse mit geripptem grauen Moquette bezogen, die Decken mit bemalter Steinpappe verkleidet.

Der Wagen hat Gasglühlichtbeleuchtung und ist mit Rücksicht auf eine internationale Verwendbarkeit außer mit Handbremse mit Westinghousebremse, selbsttätiger Umschalt-Luftsaugebremse und Henrybremse, sowie den elektrischen Interkommunikations-Signalen Rayl & Kohn ausgerüstet.

Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Von **R. Dietze**, Ingenieur in **Emden**.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 17 und Abbildungen, Fig. 108—111.)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 17 in den Details und in Fig. 108 im Aufriß und Grundriß dargestellte Werkstätte zur Herstellung von Eisenbahnmaterial besteht im wesentlichen aus drei Hallen, von denen die mittlere 16,0 m, die kleinere Seitenhalle 5,64 m und die größere 9,22 m Spannweite besitzt. Die Gesamtlänge des Bauwerks beträgt 56,03 m, die Gesamtbreite 31,120 m.

Die größere, südöstliche Seitenhalle ist durch eine feste Außenmauer und gegen die Mittelhalle durch eine eiserne Fachwerkwand abgeschlossen. Mittelhalle und schmale Seitenhalle sind gegeneinander offen (Säulenwand), die nordwestliche Außenwand ist wieder eine eiserne Fachwerkwand. Die nordöstliche Giebelwand ist die Torwand, sie erhält für die Mittelhalle drei, für die Seitenhalle ein eisernes Tor von 4,0 m Breite und 4,8 m Höhe im Lichten. Die Wand selbst ist aus Eisenfachwerk, nur der Abschlußteil der größeren Seitenhalle ist wieder ein zwei Stein starkes Backsteinmauerwerk. Das gleiche gilt von der südwestlichen Giebelwand.

Die Unterkante der Eisenkonstruktion fällt mit Schienenoberkante zusammen.

Durch die zehn Binder und die beiden Eisenfachwerkwände an den Enden wird der Grundriß des Daches in elf Felder geteilt. Die Binder in der Mittelhalle tragen gleichzeitig das Oberlicht.

Zur Säulenwand ist noch zu bemerken, daß jede zweite Säule, die den zugehörigen Binder trägt, abgeschnitten ist. Als Ersatz ist der Längsriegel in dieser Wand eingeführt.

Berechnung der Eisenkonstruktion.

Übertragung der Kräfte.

1. Vertikale Lasten, Dachgewicht und Schneelast. In der Mittelhalle laufen sieben Pfettenstränge: Der mittlere liegt von Binder 1 (Fig. 40, Taf. 17) bis Binder 9 auf dem Oberlichtträger auf; die übrigen sind kontinuierlich direkt auf den Bindern, an den Enden auf den Giebelwänden lagernde Träger. Die aus einfachem Fachwerk bestehenden Binder der Mittelhalle

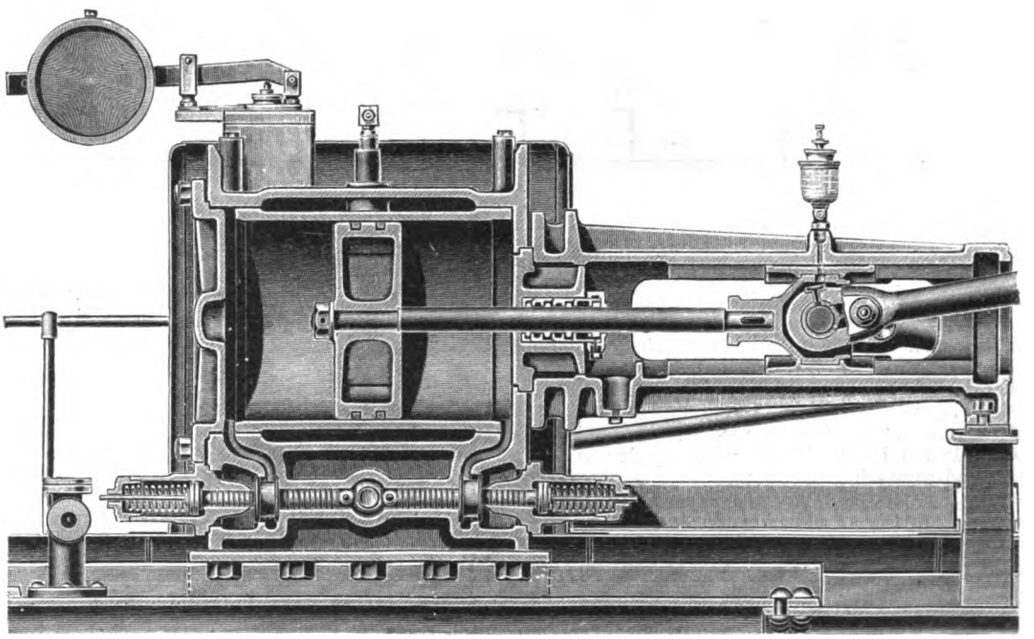


Fig. 107. Z. A.: Heißdampf-Lokomobile mit Ventilsteuerung.

geben ihre Auflagerkräfte an die Säulen der beiden Mittelwände ab und belasten diese achsial. In der Säulenwand sind die Säulen bei 4, 6, 8 und 10 in der Höhe von 7,342 m abgeschnitten und lagern auf dem Riegelfachwerk. Dieses bildet zwischen zwei Hauptsäulen einen frei aufliegenden Parallelfachwerkträger von 10,14 m Stützweite. Die Binder der schmalen Seitenhalle sind Walzprofile und übertragen die auf sie durch drei als durchlaufende Gelenkträger ausgebildete Pfettenstränge übergeleitete Dach- und Schneelast als Balken, die einerseits auf den Säulen der Mittelhalle, andererseits auf den Hauptstielen der äußeren Eisenfachwerkwand ruhen. In der breiten Seitenhalle sind die vier Pfettenstränge

Digitized by Google

wiederum durchlaufende Gelenkträger. Bei 1, 3, 7 u. 10 lagern sie direkt auf den Querwänden, an den übrigen Punkten werden sie durch einfache Fachwerkträger getragen, die wieder an den Säulen der Mittelhalle aufliegen. Das andere Binderlager ist ein Gleitlager auf der festen Wand.

In der hinteren Giebelwand werden die Binder ersetzt durch zwei Saumwinkel, die an allen Haupt- und Zwischenstielen festgenietet sind. Das gleiche gilt von der Torwand. Nur ist zu bemerken, daß hier in den Seitenfenstern Zugdiagonalen angeordnet sind, um die vertikalen Lasten der Zwischenstiele fachwerkartig auf die Hauptsäulen überzuleiten. Die Mittelpfette liegt auf einem durch Saumwinkel und ein kurzes horizontales [ ]-Eisen gebildeten Dreieckfachwerk auf.

2. Horizontale Kräfte.

a) Wind senkrecht zur Längswand (Fig. 109, Skz. 1—3). Nordwestwind (auf die Fachwerkwand). Die Binder der schmalen Seitenhalle und die äußere Fachwerkwand bilden zusammen einen Dreigelenkbogen. Der diese Wand und das schmale Dach treffende Wind wird zur Hälfte durch die Binder auf die Säulen der Mittelhalle, zur Hälfte auf den Sockel der Außenwand geleitet. Der Wind, der Wand und Dach der Mittelhalle trifft, wird vollständig von deren Bindern übertragen. Auf jeder Seite des Mitteldaches ist durch gekreuzte Diagonalen und breitflanschige Pfetten I-Eisen ein horizontaler Fachwerkträger gebildet. Durch die Binder ist bedingt, daß die beiden Fachwerke sich stets gleichmäßig durchbiegen und somit alle Lasten zu gleichen Teilen auf die Giebelwände übertragen. Die vertikalen Auflagerkräfte, die durch das Versetzungsmoment des Windes auftreten, nehmen die Säulen auf. Somit ist die Windübertragung statisch bestimmt.

Ohne die Veränderung der Pfettenlänge zu berücksichtigen, kommt auf eine Giebelwand höchstens 12 mm Ausbiegung bei rund 10 m Höhe; dies entspricht einer Durchbiegung von ungefähr $^1/_{2000}$ und kommt also für die Konstruktion der Giebelwände nicht in Betracht. In der Richtung der Binderebene haben alle Konstruktionsteile in bezug auf Temperatur Bewegungsfreiheit.

Festigkeitsberechnung.

I. Belastungsannahmen und zulässige Beanspruchungen.

Die Eindeckung des Daches besteht aus Teerpappe auf 3 cm starker Holzschalung und Holzsparren von 10/12 cm Stärke. 1 qm Dachfläche wiegt 40 kg.

Das Oberlicht besteht in 6 mm starker Glaseindeckung auf eisernen Sprossen aus ⊥ 80 . 80 . 9. Das Gewicht beträgt einschl. der Sprosseneisen pro qm 30 kg.

Schneelast pro qm Grundrißfläche auf das Dach 75 kg.

Schneelast pro qm Grundrißfläche auf das Oberlicht 40 kg.

Winddruck senkrecht zur Windrichtung pro qm 150 kg.

Zulässige Beanspruchung für Flußeisen lt. Erlaß der Eisenbahnverwaltung vom 14. 2. 97 bei Berücksichtigung von Schnee- und Winddruck pro cm² 1600 kg.

Bei Berücksichtigung von Schneedruck allein 1200 kg/cm² Beanspruchung der Niete:

auf Abscheren $\sigma_a = 1000$ kg/cm²

auf Lochlaibung $\sigma_l = 2000$ kg/cm².

Die Sicherheit der gedrückten Stäbe soll betragen (n. Euler) n = 4 fach. Das erforderliche kleinste Trägheitsmoment wird ermittelt nach der Formel $I_{min} = 2 \cdot P \cdot l^2$, wobei P in kg, l in m angesetzt ist.

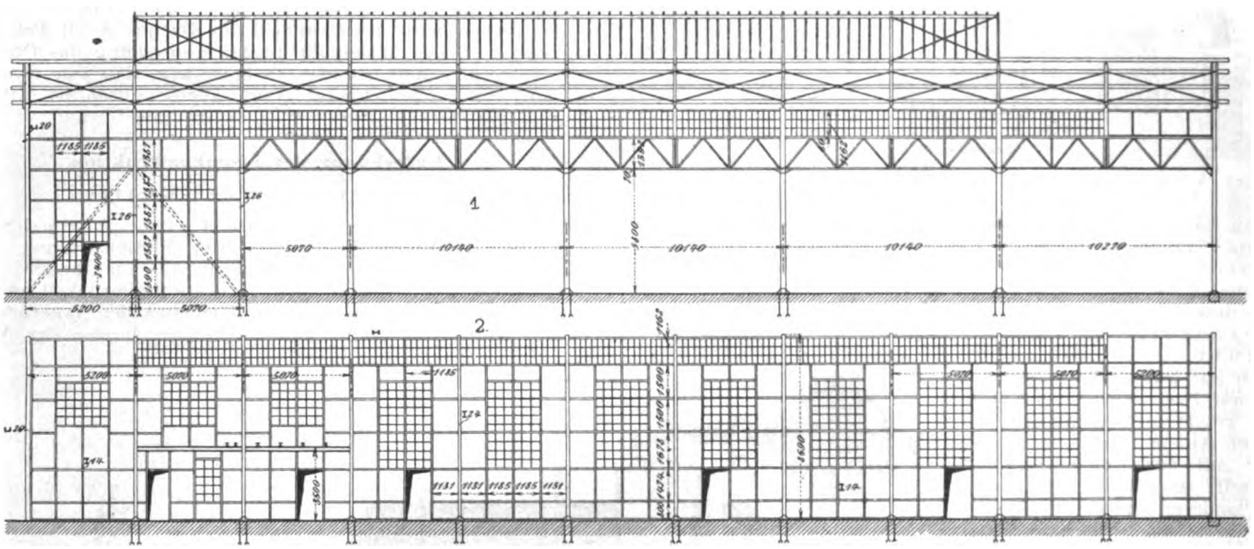


Fig. 108. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Um zu vermeiden, daß das Riegelfachwerk durch die kurzen Seitenbinder 4, 6, 8 und 10 aus seiner Ebene gebogen wird, ist ein weiterer, aus Zugdiagonalen bestehender Horizontalverband in der schmalen Seitenhalle angeordnet. Den Druckgurt bilden nicht die unterbrochenen Pfetten, sondern die steife äußere Fachwerkwand. Um die Horizontalkräfte der Auflagerreaktionen der Horizontalverbände in den Giebelwänden sicher auf den Boden zu leiten, sind in der Torwand alle Doppelpfosten der Mittelhalle durch Druckdiagonalen vergittert. In der steif konstruierten hinteren Giebelwand kann die Vergitterung der äußeren Stielpaare als genügend angesehen werden.

b) Wind senkrecht zur Torwand (Fig. 109, Skz. 4 u. 6) (Nordostwind). Die Wand mit geschlossenen Toren bildet dem Wind gegenüber einen Balken, der unten auf dem Sockel und oben auf einem Horizontalfachwerk ruht. Die Auflagerkräfte dieses Fachwerkes fallen in die Ebene der Wände der Mittelhalle. Die 56 m lange Südostwand überträgt diese Kraft auf den Erdboden.

In der Säulenwand wird die Längskraft, die am oberen Säulenende der Endsäule angreift, durch die letztere direkt auf den Boden und auf den Untergurt des Riegelfachwerkes geleitet. Durch die Druckkraft wird der gezogene Untergurt entlastet. Die Druckkraft selbst läuft im Untergurt des Riegelfachwerkes weiter bis Punkt 1, wo sie durch zwei Streben auf das Grundmauerwerk übertragen wird.

Die Windangriffe auf die übrigen Wände sind weniger oder gleich ungünstig.

Temperatur (Fig. 109, Skz. 5).

Bei einer Länge von 56 m beträgt die Pfettenlängenänderung bei 35° Temperaturunterschied:

$$\Delta s = \frac{56\,000 \cdot 35}{80\,000} = 24.5 \text{ mm}.$$

II. Berechnung des Daches der Mittelhalle.

Der normal zum Oberlicht wirkende Wind (Fig. 110, Skz. 2) beträgt: $150 \cdot \sin \alpha = 150 \cdot \sin 42° = 150 \cdot 0{,}669 = \backsim 100$ kg pro m².

Der normal zum Oberlicht wirkende Schneedruck beträgt:

$$40 \cdot \cos \alpha = 40 \cdot \cos 42° = 40 \cdot 0{,}743 = \backsim 29 \text{ kg pro m}^2.$$

Sprosseneisen für das Glasdach.

Sprossenentfernung 0,5 m. Deren Belastung setzt sich zusammen aus (Fig. 110, Skz. 4)

Eigengewicht: $2{,}92 \cdot 0{,}5 \cdot 30 = \backsim$ 44 kg

Schneelast: $2{,}92 \cdot 0{,}5 \cdot 29 = \backsim$ 42 kg

Winddruck: $2{,}92 \cdot 0{,}5 \cdot 100 = \backsim$ 146 kg

Sa. 232 kg.

$$M_{max} = \frac{232 \cdot 292}{8} = \backsim 8400 \text{ kg/cm}.$$

$$\sigma = \frac{8400}{12{,}8} = \backsim 666 \text{ kg/cm}^2.$$

Firstpfette des Oberlichtes.

Angenommen ist I NP 18 · W_x = 161 cm³ und W_y = 19,8 cm³.

Die Belastung (vertikal) beträgt aus:

Gewicht der Eindeckung $3.2 \cdot 5{,}07 \cdot 30 = \backsim$ 485 kg

Schneelast . . . . . $2.2 \cdot 5{,}07 \cdot 40 = \backsim$ 445 kg

Eigengewicht . . . . $5{,}07 \cdot 21{,}7 = \backsim$ 110 kg

Sa. 1040 kg.

Belastung durch Wind normal zum Oberlicht (Fig. 110, Skz. 1) $1{,}6 \cdot 5{,}07 \cdot 100 = 810$ kg.

$$\sigma = \frac{A \cdot l}{8\,W_x} + \frac{B \cdot l}{8\,W_y} = \frac{1630 \cdot 507}{8 \cdot 161} + \frac{540 \cdot 507}{8 \cdot 2 \cdot 19{,}8} = \backsim 1410 \text{ kg/cm}^2.$$

Digitized by Google

Außenpfette des Oberlichtes.

Angenommen ist ein [NP 18, das in der Mitte durch ein Winkeleisen 75 . 50 . 7 verstärkt ist. Die vertikale Belastung beträgt aus:

Gewicht der Eindeckung	1,8 · 5,07 · 30	= ∽ 274 kg
Schneelast	1,3 · 5,07 · 40	= ∽ 264 kg
Eigengewicht	5,07 · 21,8	= ∽ 110 kg
Verstärkungswinkel . .	3,4 · 6,5	= ∽ 22 kg
		Sa. 670 kg .

Die Belastung durch Wind normal zum Oberlicht beträgt 1,8 . 5,07 . 100 = 910 kg. Die Trägheits- und Widerstandsmomente

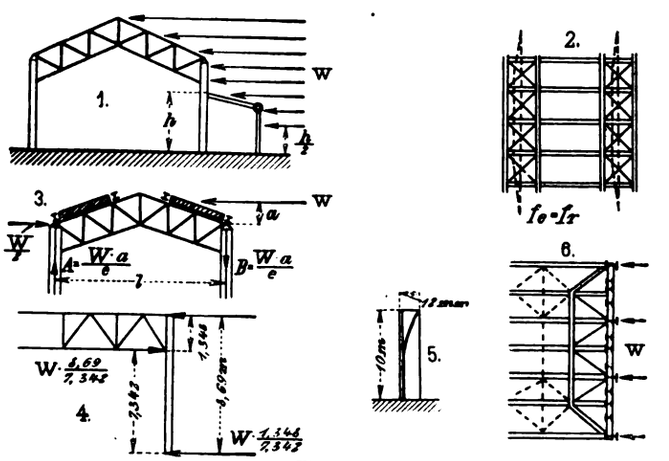


Fig. 109.

für die beiden Hauptachsen berechnen sich (Fig. 111, Skz. 1) folgendermaßen:

Profil	Fläche cm²	Trägheitsmomente cm⁴
[NP 18	28,00	1354 + 28 · 1,78² = 1442,5
⩽ 75 · 50 · 7	8,33	16,4 + 8,33 . 5,98² = 315,4
		I_x = 1757,9
		114 + 28 · 1,01² = 142,5
		46,3 + 8,33 · 3,39² = 141,3
	36,33	I_y = 283,8

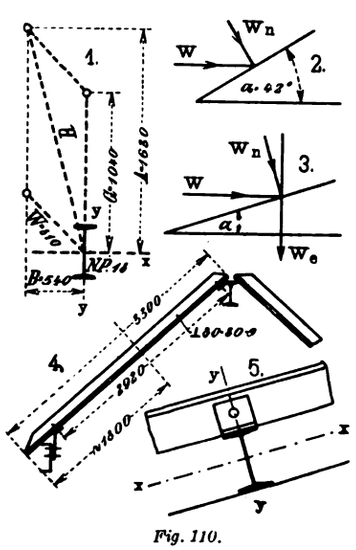


Fig. 110.

Die resultierenden Schwerpunktsabstände von den Hauptachsen des [-Eisens berechnen sich zu:

$$s_x = \frac{7{,}76 \cdot 8{,}33}{36{,}33} = 1{,}78 \text{ cm},$$

$$s_y = \frac{8{,}33 \cdot 4{,}39}{36{,}33} = 1{,}01 \text{ cm}.$$

Die Widerstandsmomente betragen:

$$\max \cdot W_x = \frac{1757{,}9}{9{,}0 - 1{,}78} = 244 \text{ cm}^3,$$

$$\min \cdot W_x = \frac{1757{,}9}{9{,}0 + 1{,}78} = 163 \text{ cm}^3,$$

$$\max \cdot W_y = \frac{283{,}8}{6{,}08} = 46{,}9 \text{ cm}^3,$$

$$\min \cdot W_y = \frac{283{,}8}{8{,}42} = 33{,}7 \text{ cm}^3.$$

Die Spannungen betragen:

$$\sigma^1_{max} = \left(\frac{1340}{244} + \frac{600}{33{,}7}\right) \cdot \frac{507}{8} = \backsim 1470 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma^r_{max} = \left(\frac{1340}{163} + \frac{600}{46{,}9}\right) \cdot \frac{507}{8} = \backsim 1330 \text{ kg/cm}^2.$$

Berechnung der Pfetten für das Holzdach.

Felder 2—10.

Der normal zur Dachfläche wirkende Wind beträgt 150 . sin α = 150 . sin 14° 2′ = 36,3 kg, demnach beträgt die Belastung pro qm Grundfläche

$$W^1 = \frac{36{,}3}{\cos \alpha} = \backsim 38 \text{ kg}.$$

Die lotrechte Belastung durch die Eindeckung beträgt

$$G = \frac{40}{\cos \alpha} = 42 \text{ kg}.$$

Es ergibt sich also eine Gesamtbelastung pro qm Grundfläche (Fig. 110, Skz. 5)

Wind	W = 38 kg
Eigengewicht	G = 42 kg
Schnee	= 75 kg
	Sa. 155 kg.

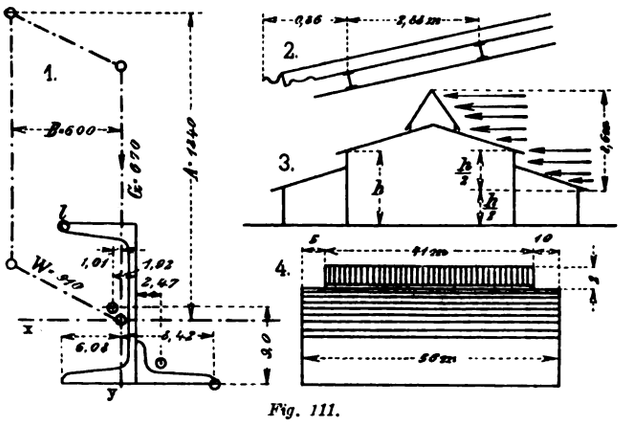


Fig. 111.

Fig. 109—111. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Auf eine Beanspruchung der Pfetten in Richtung der y—y Achse (Fig. 110, Skz. 5) braucht in Anbetracht der Sparrenbefestigung keine Rücksicht genommen zu werden.

(Fortsetzung folgt.)

Kessel und Maschinen

für sehr hoch gespannten Dampf.

(*Mit Abbildung, Fig. 112.*)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Diese Tatsache hat übrigens auch zur Verwendung der Kessel im Bergwerksbetriebe geführt; sie stellen sich dort als Sicherheitsapparate heraus, die man ohne weiteres aufstellen kann.

Die folgende Tabelle gibt die vergleichsweisen Aufwendungen an Wasser und Brennstoff (Kohle) per Pferdekraftstunde für die bedienten Kraftmaschinen einmal mittels satten Dampfes von 10 kg Spannung, das andere Mal durch Dampf von 30 kg Spannung und 411° Wärme.

Maschine arbeitend mit:			
sattem Dampf von 10 kg		überhitztem Dampf von 30 kg und 411°	
Wasserverbrauch kg	Kohlenverbrauch kg	Wasserverbrauch kg	Kohlenverbrauch kg
7500	0,850	4500	0,643
10000	1,200	6000	0,858
15000	1,750	9000	1,287

Man erkennt aus der Tabelle, daß, wenn Dampf von 30 kg/qcm Spannung und 411° C Wärme benutzt wird, der Verbrauch nur etwa 71 bis 75% gegenüber Sattdampf von 10 kg Spannung beträgt.

In den Motoren hat bis heute der hoch überhitzte Dampf leider noch nicht so ausgenutzt werden können, wie er es verdient. Man ist über Temperaturen von 300 bis 350° C noch nicht hinausgekommen, weil es kein Schmiermaterial gab, das solche Temperaturen ohne Zersetzung vertrug. Die ersten Versuche darüber hinaus wurden mit Motoren mit feststehenden Kolben und beweglichen, direkt auf den Kurbeln sitzenden Zylindern gemacht, wie einer in Skz. 1, Fig. 112 dargestellt ist. Das durch eine selbsttätige Pumpvorrichtung herangeschaffte Öl durchläuft den Kanal a im Kolben und gelangt von da in den Ringkanal b im Umfange des Kolbens. Dort benetzt ein kleiner Teil des Öles den inneren Umfang des Zylinders, der Rest wandert unter dem Einflusse des vom Dampfe ausgeübten Druckes nach und nach zum entgegengesetzten Ende und gelangt dort in den Ringkanal c. Aus ihm entweicht es in die Bohrung d, an die sich ein in einer Kühleinrichtung endendes Rohr anschließt. So wird der Verlust an Schmieröl auf ein Mindestmaß herabgedrückt.

Mit Maschinen dieses Typs hat man nun eine große Anzahl Versuche gemacht, oft sogar unter Verwendung von 700° heißem Dampf, wobei die Kolben sich stets als gut geschmiert erwiesen, selbst wenn man die hohe Temperatur ununterbrochen drei Viertel Stunden lang auf den Kolben einwirken ließ; kam das Öl aber mit der Luft in Berührung, so karbonisierte es.

Digitized by Google

Die im Anschluß daran angewandten festen Kolben verursachten konstruktive Schwierigkeiten. Man mußte im Massiv jedes Kolbens vier longitudinal verlaufende Kanäle aussparen, um das Öl verteilen und wieder ableiten zu können.

Auch für Motoren mit beweglichen Kolben wurde das System adaptiert. Dabei enthält der Kolben (vgl. Skz. 2, Fig. 112) die vier Kanäle c c b b. Das Öl wird in den rings um den Zylinder geführten Kanal a gepreßt und tritt aus ihm durch mehrere Bohrungen an den Kolben. Am Hubende befindet sich vor diesen Öffnungen der Ringschlitz b und füllt sich demnach mit Öl. Dieses verteilt sich bei der Bewegung des Kolbens in der angedeuteten Weise und sammelt sich wieder im Ringkanale c, der sich am Ende jedes Hubes vor den mit dem Kanale d kommunizierenden Öffnungen findet, durch die das ausgenutzte Öl dann abfließt.

Das gleiche Prinzip läßt sich auch für doppeltwirkende Motoren adaptieren, wenn man den automatischen Schmierapparat auf die Kolbenstange setzt und das Öl durch eine Bohrung in der Stange und dem Zapfen zuführt.

Die Leichtigkeit, mit der man die Leistung solcher Motoren verändern kann, resultiert aus der Anwendung eines vom „Service des Mines" vorgeschriebenen Sicherheitsorganes. Dies wird in die Zuleitung für Öl eingebaut und trägt ein Handrad, mittels dessen

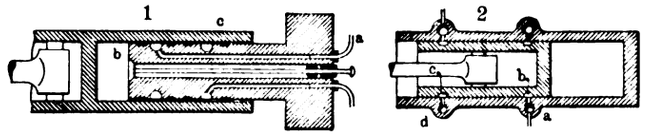


Fig. 112. Z. A.: Kessel und Maschinen für sehr hoch gespannten Dampf.

man auf seine Feder oder sein Gewicht einwirken und so den Druck vermehren oder vermindern kann. Es arbeite beispielsweise ein Motor normal mit 80 kg Druck; will man ihn nur mit 8 kg Spannung arbeiten lassen, so entlastet man das Ventil. Dann fließt ein Teil des angesaugten Speisewassers ab und kehrt in das Saugbassin zurück; der Druck fällt auf 8 kg, und die Temperatur zeigt steigende Tendenz, der man durch entsprechende Verminderung des Feuers entgegenwirkt. Die beschriebenen Vorgänge spielen sich natürlich innerhalb einiger Sekunden ab.

Daß Dampfaggregate dieser Bauart von großer Bedeutung für den Automobil- und Schiffsbau sind, muß ohne weiteres zugegeben werden. Man hat auch bereits mit einem 25 PS Aggregat in einem 10 m langen Boote Versuche angestellt. Ebenso wurden Versuche mit einem feststehenden Motor vorgenommen und dabei konstatiert, daß mehrere Stunden lang gearbeitet werden konnte, ohne daß Druck und Temperatur um mehr als 10% schwankten. An eine Verwendung solcher Heißdampfaggregate dürfte schließlich auch im Kolonialdienste zu denken sein, indem nach L. Creux ein 25 PS-Motor bequem auf $28 \times 58 \times 55$ cm Raum unterzubringen ist und kaum mehr als 150 kg wiegt, während ein Kessel für 180 kg auf 500° C überhitzten Dampf von 100 kg Spannung nicht mehr als $50 \times 50 \times 70$ cm Raum einnimmt und rund 600 kg wiegt.

Der Brennstoffverbrauch stellt sich per 9 kg Dampf von 30 kg Spannung und 450° Wärme auf 1 kg Petroleum. Ebensoviel kg Brikettes aus den Gruben von Anzin liefern bei forziertem Zug 5 kg Dampf von 65 bis 70 kg/qcm Spannung und 500° C Wärme.

Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues.

Von Ottomar Schmiedel, Oberingenieur in Leipzig.

(Schluß des ersten Teiles.) Nachdr. verboten.

Die Rundeisen haben an der untersten Stelle noch $2{,}5 - 0{,}65 = 1{,}85$ cm Abstand von der Betonkante. Fig. 51, Heft 3 zeigt einen Teil des Plattenquerschnittes.

2. Es soll der Eisenquerschnitt ermittelt werden, den die Platte erfordern würde, wenn die Gesamthöhe nicht größer als 28 cm sein dürfte.

Die durch Beispiel 1 ermittelte Höhe ist ziemlich bedeutend, kann aber durch Vergrößerung des Eisenquerschnittes reduziert werden. Da wir wahrscheinlich etwas kräftige Eiseneinlagen errechnen, so soll auch der Abstand a (Fig. 32, Skz. 4, Heft 2) mit 3 cm in Rechnung gesetzt werden. Gleichzeitig setzen wir

$$l = 5 + h = 5 + 0{,}28 = 5{,}28 \text{ m},$$
$$G = 0.28 \cdot 5{,}28 \cdot 2400 + 5{,}28 \cdot 40 = \backsim 3760 \text{ kg},$$
$$Q = 5{,}28 \cdot 1000 = 5280 \text{ kg},$$
$$Q + G = 3760 + 5280 = 9040 \text{ kg}.$$

Es ist nun $\sigma_b = \dfrac{2M}{x_0\, b\left(h' - \dfrac{x_0}{3}\right)}$.

Hierin ist zu setzen $\sigma_b = 40$ kg/qcm, $h' = 28 - 3 = 25$ cm, $b = 100$ cm und $M = \dfrac{528}{8} \cdot 9040 = 596\,640$ cmkg.

Mithin $$40 = \frac{2 \cdot 596\,640}{x_0 \cdot 100\left(25 - \dfrac{x_0}{3}\right)},$$

$$100\,000 \cdot x_0 - \frac{4000}{3} \cdot x_0^2 - 1\,193\,280 = 0,$$
$$x_0^2 - 75\, x_0 + 895 = 0,$$
$$x_0 = 37{,}5 + \sqrt{37{,}5^2 - 895} = 14{,}9 \text{ cm}.$$

Da ferner $$x_0 = \frac{m f_e}{b}\left(\sqrt{1 + \frac{2\,b\,h'}{m f_e}} - 1\right),$$

so folgt
$$\frac{x_0\, b}{m f_e} + 1 = \sqrt{1 + \frac{2\,b\,h'}{m f_e}},$$
$$\frac{x_0^2 b^2}{m^2 f_e^2} + 2\,\frac{x_0\, b}{m f_e} + 1 = 1 + \frac{2\,b\,h'}{m f_e}$$
$$\frac{x_0^2 b^2}{m f_e} + 2\, x_0 b - 2\, b\, h' = 0,$$
$$x_0^2 b^2 + 2\, m f_e\, b\,(x_0 - h') = 0,$$
$$14{,}9^2 \cdot 100^2 + 2 \cdot 15 \cdot 100\,(14{,}9 - 25) \cdot f_e = 0,$$
$$f_e = \frac{14{,}9^2 \cdot 100^2}{3000\,(14{,}9 - 25)} = \frac{2\,220\,100}{30\,300} = 73{,}3 \text{ qcm}.$$

Benutzt werden fünfzehn Flacheisen von 50 . 10, die insgesamt 75 qcm Querschnitt ergeben. Der Abstand a muß dann indes mindestens um 0.5 cm vergrößert werden, da er sonst nur $3 - \frac{5}{2} = 0.5$ cm betragen würde. Die Deckenstärke müßte also mit 28,5 cm ausgeführt werden. Der Abstand der Flacheisen von Mitte zu Mitte ergibt sich zu $\frac{100}{15} = 6.67$ cm. Fig. 51, Heft 3, Skz. 3 zeigt einen Teil des Querschnittes.

Das Beispiel lehrt, wie rasch die verbrauchte Eisenmenge mit der Abnahme der Deckenstärke zunimmt. Die Stärke erschien nur von 34 auf 28.5 cm reduziert, und doch war schon eine Eisenquerschnittsvergrößerung von 18.12 auf 73.3 qcm erforderlich. Es ist augenscheinlich, daß man wegen dieser geringen Höhenreduktion kaum so große Eisenmengen opfern würde.

3. Welche Deckenstärke würde resultieren, wenn der im zweiten Beispiel bestimmte Wert von $f_e = 73{,}3$ qcm, sowie $\sigma_b = 40$ beibehalten würde, jedoch die Verhältnisziffer der Elastizitätsziffern zu $m = 10$ angenommen werden sollte?

Es gilt für diesen Fall

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = m \cdot \frac{v}{x_0} = m\,\frac{h' - x_0}{x_0} = \frac{x_0\, b}{2\, f_e},$$
$$10 \cdot \frac{h' - x_0}{x_0} = \frac{x_0 \cdot 100}{2 \cdot 73{,}3},$$
$$10\, h' - 10\, x_0 = \frac{100}{146{,}6} \cdot x_0^2,$$
$$1466\, h' - 1466\, x_0 = 100\, x_0^2,$$
$$\sigma_b = \frac{2M}{x_0\, b\left(h' - \dfrac{x_0}{3}\right)} = 40.$$

Die Stützweite nehmen wir zu $5 + 0{,}3 = 5{,}3$ an, so daß bei $a = 3{,}0$ cm folgt:

$$G = \frac{h' + 3}{100} \cdot 5{,}3 \cdot 2400 + 5{,}3 \cdot 40 = 127{,}2\, h' + 594,$$
$$Q = 5{,}3 \cdot 1000 = 5300,$$
$$Q + G = 5894 + 127.2 \cdot h',$$
$$M = \frac{530}{8}\,(5894 + 127{,}2 \cdot h') = 390\,610 + 8480 \cdot h',$$
$$h' = x_0 + \frac{100}{1466}\, x_0^2,$$
$$M = 390\,610 + 8480 \cdot x_0 + 578{,}38 \cdot x_0^2,$$
$$\sigma_b = \frac{781\,220 + 16\,960 \cdot x_0 + 1156{,}76 \cdot x_0^2}{x_0\, b\left(x_0 + \dfrac{100}{1466} \cdot x_0^2 - \dfrac{x_0}{3}\right)} = 40,$$

$$781\,220 + 16\,960 \cdot x_0 + 1156.76 \cdot x_0^2 = 4000\left(\frac{2}{3}\, x_0^2 + \frac{100}{1466} \cdot x_0^3\right),$$
$$272{,}85\, x_0^3 + 1509.91 \cdot x_0^2 - 16\,960\, x_0 - 781\,220 = 0,$$
$$x_0^3 + 5{,}534 \cdot x_0^2 - 62{,}159 \cdot x_0 - 2863{,}185 = 0.$$

Führt man eine neue Unbekannte $x_0 = y - \dfrac{5{,}534}{3}$ in die Rechnung ein, so folgt:

$$y^3 - y^2 \cdot 5{,}534 + \frac{5{,}534^2}{3} \cdot y - \frac{5{,}534^3}{27} + 5{,}534 \cdot y^2 - \frac{2}{3}\, 5{,}534^2 \cdot y$$
$$+ \frac{5{,}534^3}{9} - 62{,}159 \cdot y + 62{,}159 \cdot \frac{5{,}534}{3} - 2863{,}185 = 0,$$
$$y^3 + y\left(-\frac{5{,}534^2}{3} - 62{,}159\right) + \frac{2}{27} \cdot 5{,}534^3 + 62{,}159 \cdot \frac{5{,}534}{3} - 2863{,}185 = 0,$$
$$y^3 - 72{,}367 \cdot y - 2839{,}206 = 0.$$

Digitized by Google

Nun ist $\sqrt{-\left(\frac{72{,}367}{3}\right)^3+\left(\frac{2839{,}206}{2}\right)^2}=\sqrt{-14036+2015273}$

$=\sqrt{2001237}=\backsim 1415$.

Mithin nach der Cardanischen Formel:

$$y=\sqrt[3]{+1419+1415}+\sqrt[3]{1419-1415}=\backsim 14{,}15+1{,}59$$

$$x_0=\backsim 14{,}15+1{,}59-1{,}84=13{,}9\,,$$

$$h'=13{,}9+13{,}9^2\cdot\frac{100}{1466}=\backsim 27{,}1\text{ cm}\,.$$

Die Plattenstärke würde dann betragen $h'+a=27{,}1+3=\backsim 30$ cm. Wir haben also durch eine Verkleinerung von m eine Vergrößerung der Plattenstärke hervorgerufen. Dies Resultat entspricht auch dem früher ermittelten Satz, wonach wachsendes m eine Verminderung der Betonbeanspruchung, kleiner werdendes m demnach eine Vergrößerung der Betonbeanspruchung zur Folge haben muß. Da nun σ_b unverändert bleiben soll, so kann dies — bei konstantem f_e — nur durch Vergrößerung von h erreicht werden. Nach dem erwähnten Satz muß demgegenüber die Eisenbeanspruchung abnehmen. Unter Berücksichtigung des gewählten Querschnittes von 75 qcm würde sich aus dem zweiten Beispiel ergeben haben:

$$\sigma_e=\frac{M}{f_e\left(h'-\frac{x_0}{3}\right)}=\frac{596640}{75\cdot\left(25-\frac{14{,}9}{3}\right)}=397\text{ kg/qcm}\,.$$

Für m = 10 aber folgt der geringere Wert

$$\sigma_e=\frac{390610+8480\cdot x_0+578{,}38\cdot x_0^2}{75\left(27{,}1-\frac{13{,}9}{3}\right)}=\frac{\backsim 620300}{75\cdot 22{,}5}=\backsim 370\text{ kg/qcm}\,.$$

Der Unterschied in den Beanspruchungen der Eiseneinlagen ist übrigens in diesem Falle, wie man sieht, nur unbedeutend. Wie wir im letzten Beispiel durch eine Herabsetzung der Zahl m eine Vergrößerung von h und Verringerung von σ_e erlangten, so würde umgekehrt eine Vergrößerung von m eine Verringerung von h bei wachsendem σ_e zur Folge haben.

4. Welcher Eisenquerschnitt ist nötig, wenn die Höhe h = 30 cm des Beispieles 3 beibehalten, jedoch die Verhältniszahl m auf 15 vergrößert wird?

$$\sigma_b=40\text{ kg/qcm};\quad h'=27\text{ cm}\,.$$

$$M=390610+8480\cdot 27=619570\text{ cmkg}\,.$$

$$\sigma_b=\frac{2M}{x_0 b\cdot\left(h'-\frac{x_0}{3}\right)}=\frac{2\cdot 619570}{x_0\cdot 100\cdot\left(27-\frac{x_0}{3}\right)}=40$$

$$2\cdot 619570=108000\cdot x_0-\frac{4000}{3}x_0^2\,,$$

$$x_0^2-81\cdot x_0+2\cdot 464{,}7=0\,,$$

$$x_0=40{,}5+\sqrt{1640{,}25-464{,}7\cdot 2}=13{,}8\text{ cm}\,;$$

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_b}=15\cdot\frac{h'-x_0}{x_0}=15\cdot\frac{27-13{,}8}{13{,}8}=14{,}35\,;$$

$$\sigma_e=14{,}35\cdot 40=574\text{ kg/qcm}\,,$$

$$=\frac{M}{f_e\left(h'-\frac{x_0}{3}\right)}=\frac{619570}{f_e\left(27-\frac{13{,}8}{3}\right)}=574\,,$$

$$f_e=\frac{619570}{574\cdot 22{,}55}=\frac{619570}{12943{,}7}=\backsim 47{,}8\text{ qcm}\,.$$

Man könnte hier zwölf Rundeiseneinlagen von 23 mm Durchmesser verwenden, die insgesamt 12 . 4,15 = 49,8 qcm Querschnitt ergeben.

Revolverdrehbank.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 18 u. 19 (Heft 8) und Abbildung, Fig. 113)

Nachdruck verboten.

Immer mehr kommen die Revolverdrehbänke als Ersatz der gewöhnlichen Drehbänke zur Verwendung und bewähren sich bestens, wenn es sich um die Herstellung größerer Mengen gleicher Teile handelt. Die Vorzüge des dieser Maschinengattung zugrunde liegenden Prinzipes, die vor allem in einer von anderen Systemen unerreichten Einfachheit der Bedienung liegen, kommen aber nur dann zu vollem Ausdruck, wenn die vielen ineinandergreifenden Teile exakt ausgeführt und so angeordnet sind, daß dem bedienenden Arbeiter eine leichte Übersicht gewahrt bleibt. In dieser Hinsicht ist die in Textfigur 113 abgebildete Revolverdrehbank der Ludw. Loewe & Co. A.-G. in Berlin vorbildlich. Diese, in den Zeichnungen der Tafel 18 dieses Heftes und in den Figuren 3—23 der Tafel 19 des nächsten Heftes in ihren Einzelteilen dargestellte Maschine ist für Fasson- und Schraubendreherei in Maschinen-, Armaturen-, Nähmaschinen-, Gewehrfabriken usw. bestimmt. Nicht nur Teile von der Stange, sondern auch Guß- und Schmiedestücke lassen sich unter Anwendung geeigneter Spannfutter sehr vorteilhaft auf ihr bearbeiten. Ist sie einmal für die Fabrikation eines bestimmten Teiles eingerichtet, so kann sie von ungelernten Arbeitern leicht bedient werden.

Spindelkasten und Bett bestehen zwecks guter Stabilität aus einem einzigen Stück. Das Bett ist mit einer Schale zum Auffangen des Schmiermateriales und der Späne, sowie mit einem Sammelgefäß für das ablaufende Schmiermaterial versehen.

Der in Fig. 8, 13, 16, 19—21 u. 25 der Tafel 18 dargestellte Support besteht aus Lang- und Querschlitten. Er besitzt 5 verschiedene Vorschübe und kann selbsttätig oder auch von Hand vorgeschoben werden. Der Vorschub wird durch mehrfache, einstellbare Anschläge in beiden Richtungen selbsttätig ausgelöst. Die in der Höhe verstellbaren Stichelhäuser sind auf rechtwinklig zur Arbeitsspindel verstellbaren Untersätzen seitlich verschiebbar angebracht und dienen gewöhnlich zur Aufnahme der Abstech- oder Fassonstähle.

Der Handvorschub parallel zur Arbeitsspindel erfolgt durch das Handrad a, die Räder b, c (Fig. 25) und die Zahnstange d, der Handvorschub rechtwinklig zur Arbeitsspindel dagegen durch Handrad e (Fig. 19) und Schraubenspindel f.

Der selbsttätige Vorschub erfolgt von der Arbeitsspindel durch die Räder t, t_1, t_2, t_3, Tafel 19, Stufenrädergetriebe u_2, u_3, Zugwelle u, Räder g, h, Fig. 21, das ausrückbare Schneckengetriebe k, Fig. 19, und die Räder l und m entweder parallel zur Arbeitsspindel durch die Räder l, m, c und Zahnstange d oder rechtwinklig zur Arbeitsspindel durch Rad n und Schraubenspindel f.

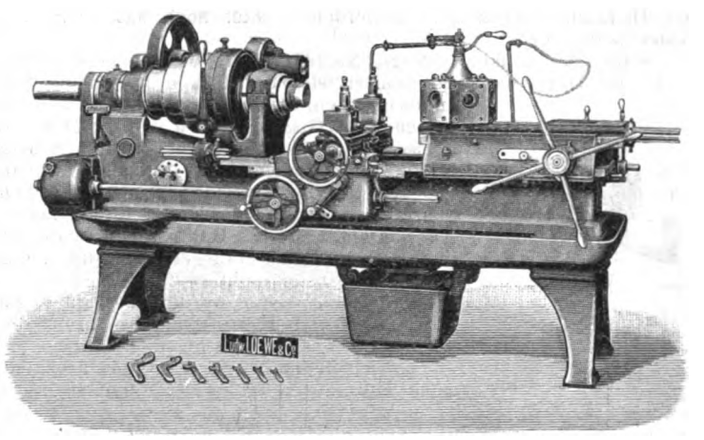


Fig. 113. Z. A.: Revolverdrehbank.

Die Auslösung erfolgt entweder von Hand durch den Handhebel o (Fig. 20), Hebel p, q und Handhebel r (Fig. 13), oder selbsttätig parallel zur Arbeitsspindel durch den am Bett verstellbaren dreifachen Anschlag der Stange s, Hebel q und Handhebel r oder selbsttätig rechtwinklig zur Arbeitsspindel durch die am Planschlitten verstellbaren Knaggen t, u (Fig. 13), Hebel p, q und Handhebel r. Der feste Anschlag für die Bewegung rechtwinklig zur Arbeitsspindel besteht aus den vier verstellbaren Stangen v, w, x, y (Fig. 20) und dem drehbaren Anschlagstück z.

Der feste Anschlag in der Richtung parallel zur Arbeitsspindel besteht aus dem dreifachen Anschlag am Bett, der Stange s und der drehbaren Klappe s_1 (Fig. 20), die hinter den Kopf der Stange s gelegt werden kann.

Der am Bett verstellbare, dreifache Anschlag besteht aus dem am Bett anklemmbaren Bock k_3, der drehbaren Trommel k_4 und den drei Anschlagstangen i_1, i_2, i_3, Fig. 9—12.

Der Support mit Konusapparat, Fig. 13, 16—21 u. 25, dient zum Drehen schlanker äußerer und innerer Kegel. Er besteht bis auf den Zwischenschieber l_1, der durch den stellbaren Stift m_1 und den Schieber n_1 mit dem verstellbaren Konuslineal o_1 verbunden ist, aus dem normalen Support.

Der Support mit Gewindeschneideinrichtung, Fig. 14, 15 u. 21—25, dient hauptsächlich zum Schneiden des groben Gewindes; und zwar können mit ihm ohne Wechseln der Patrone fünf verschiedene Steigungen geschnitten werden. Er besteht aus dem normalen Support bzw. aus dem Support mit Konusapparat, dem an der vorderen Seite des Supportes angebrachten Gehäuse mit Handhebel usw. und der am Bett gelagerten Leitpatrone.

Der Antrieb der Leitpatrone p_1 erfolgt von der Zugwelle k_1 des Supportes durch die Räder q_1 und q_2. Die Bedienung geschieht durch den Handhebel r_1, der einerseits durch die Kupplungshülse u_1, die konischen Räder t_1, t_2 und die Exzenterwelle v_1 mit dem Leitbackenschieber v_2, andererseits durch die Kupplungsmuffe v_3, die vertikale Exzenterwelle w_1, Schieber w_2, Index w_3 mit dem Zwischenschieber x_1 und durch diesen mit dem Querschlitten in Verbindung steht. Die Spanzustellung erfolgt vom Zwischenschieber durch die Stellschrauben y_1, y_2, Sperrhebel z_2, Sperrklinke z_3, Sperrad a_1 und die konischen Räder b_1, b_2 auf die Spindel c_1.

(Schluß folgt.)

Digitized by Google

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Abblasehahn für Dampfkessel.

(Mit Abbildung, Fig. 114.)

Nachdruck verboten.

Der unter der Bezeichnung „Optimus" von Gebr. Schröder in Düsseldorf eingeführte Abblasehahn für Dampfkessel besteht aus einem starken gußeisernen Gehäuse a und dem in dieses eingesetzten ebenfalls gußeisernen Küken b, Fig. 114.

Das Küken wird von unten in das Gehäuse eingeschoben. Sein Konus geht oben in einen Zylinder über, der mit der Mutter c und der Gegenmutter d verschraubt ist, die gemeinschaftlich mit dem Küken von einem Kugellager e getragen werden. Durch den seitlich angebrachten Kanal g, der durch einen Gewindestopfen verschlossen ist, läßt sich die Nut h im Gehäuse mit Öl füllen, und zugleich lassen sich die Reibungsflächen des Kükens und Gehäuses schmieren. Das Kugellager e wird durch einen zweiten seitlich vorgesehenen Kanal geschmiert.

Dreht man die Schraube k heraus, so kann das Öl abgelassen und frisches durch den Kanal g zugeführt werden. Dadurch ist ein Verstopfen der Nuten, sowie das Festbrennen des Kükens ausgeschlossen. Undichtheiten werden oben durch die Stopfbüchsmutter l mit der Mutter n und unten durch die Ovalflansche m mit der Dichtung o verhütet. Außerdem dichtet noch das Öl in den Nuten selbst ab.

Sollte das Küken infolge Nachlässigkeit des Heizers, wenn z. B. der Hahn nicht geschmiert oder das Küken übermäßig fest angezogen wurde, doch noch festbrennen, so löst man die Gegenmutter d und die Mutter c etwas und gibt auf das Küken einen Schlag mit einem Hammerstiele. Danach löst man das Küken soweit, als Spielraum zwischen Schraube k und Küken-Unterkante gelassen war. Damit ist der Hahn wieder gangbar geworden. Eine Gefahr entsteht durch das Lösen der Mutter nicht, weil die Dichtungen n und o nicht gelöst werden und außerdem unabhängig vom Küken sind. Während des Betriebes muß die Schraube k stets um einen Viertelgang gelöst sein; man drehe sie nicht öfter als nötig heraus, damit sie nicht verstellt wird.

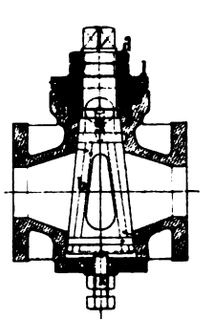


Fig. 114. Z. A.: Abblasehahn für Dampfkessel.

Aus dem Gesagten geht hervor, daß der Abblasehahn „Optimus" ein durch Kugellager getragenes selbstdichtendes Küken mit Dauerschmierung hat und den im Kessel sich ablagernden Schlamm während des Betriebes unter vollem Kesseldruck abzublasen gestattet, ohne daß man befürchten müßte, daß der Hahn leckt. Das lästige, nach jeder Kesselreinigung erforderliche Abdrehen und Einschleifen der gewöhnlichen Abblasehähne fällt hier fort.

Hochhub-Sicherheitsventil.

(Mit Abbildung, Fig. 115.)

Nachdruck verboten.

Das sogen. Hochhub-Sicherheitsventil erfreut sich im Dampfkesselbetriebe einer besonderen Beliebtheit, weil es seines „vollen Hubes" wegen im Durchmesser kleiner und damit auch billiger ausfällt als ein normales Sicherheitsventil und weil außerdem die Belastungsgewichte leichter werden. Damit vereinfacht sich aber auch die Handhabung.

Eine Schwierigkeit bestand bei der Konstruktion solcher Ventile darin, ein allmähliches stoßfreies Anheben des Ventilkegels bis zum vollen Hub und einen präzisen stoßfreien Schluß bei der eingestellten Druckgrenze zu erreichen. Beides findet sich beim Hochhub-Sicherheitsventil „Präzis" der Maschinen- und Armatur-Fabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal, Rheinpfalz. Dazu kommt noch eine gute Führung des Kegels und die Vermeidung beweglicher einzustellender Teile.

Das in Fig. 115 im Vertikalschnitt dargestellte Ventil wird mit geradem Durchgang, angegossenem Krümmer und als Doppelventil für Betriebsdrucke bis zu 15 At ausgeführt. Der Hebel m ruht auf Schneiden, was eine leichte Beweglichkeit und große Empfindlichkeit verbürgt. Der Kegel des Ventiles h i kann während des Betriebes nachgeschliffen werden und ruht mit einem schmalen Bunde auf dem Sitze g, in dem seine Flügel geführt werden. Der Zugkloben ist mit Gegenmutter befestigt, also nicht, wie sonst üblich, eingeschraubt. Der Druckbolzen k zeigt die übliche Form.

Der Vollhub entspricht ¼ des Ventilquerschnittes.

In bezug auf die Wirkungsweise des Ventiles ist zu bemerken, daß der Hochhub durch die lebendige Kraft des austretenden Dampfes bewirkt wird, der durch eine Ringkammer oberhalb des Sitzes, strahlenförmig unter eine in bestimmter Höhe über dem Kegel h, aber an ihm selbst angeordnete Hubplatte i strömt. Mit dem Heben des Ventilhebels wird der Ringquerschnitt zwischen Gehäuse und Kegel oder Hubplatte dem zunehmenden Ventildurchlaß gegenüber in steigendem Verhältnis größer. So steht dem entweichenden Dampfe kein Hemmnis entgegen, und es erfolgt ein stoßfreies sanftes Heben des Ventilkegels bis zum vollen Hub und ein ebenso sanfter Schluß bei der eingestellten Druckgrenze.

Ist so durch das exakte Funktionieren der Ventile jeder unnötige Dampfverlust vermieden, so ist andererseits der Vorteil vorhanden, daß bereits bei einer Drucküberschreitung von 0.3 bis 0.4 At der volle Hub freigegeben ist. In dieser Stellung wird der überflüssige Dampf schnell abgeführt, so daß selbst bei starkem Feuern keine höheren Drucküberschreitungen eintreten.

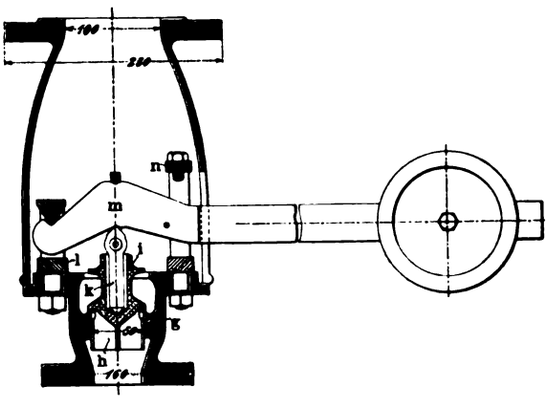


Fig. 115. Z. A.: Hochhub-Sicherheitsventil.

Ventile dieser Art werden für Durchgänge von 20 bis 100 mm ausgeführt. Für die Größenbestimmung der Ventile benutzen Klein, Schanzlin & Becker folgende Formeln:

$F = 5\sqrt{\frac{V}{n}}$ für 16 kg stündliche Verdampfung auf den qm Heizfläche,

$F = 6\sqrt{\frac{V}{n}}$ für 18—20 kg stündliche Verdampfung auf den qm Heizfläche,

$F = 6{,}67\sqrt{\frac{V}{n}}$ für 25 kg stündliche Verdampfung auf den qm Heizfläche,

worin bezeichnet:

F den Querschnitt des Ventiles in qm für jeden qm Heizfläche,
V das spezifische Dampfvolumen in l der gegebenen absoluten Spannung und
n die Dampfspannung in At.

Flüssigkeitsdichtung für Dampfturbinen.

(Mit Abbildung, Fig. 116.)

Nachdruck verboten.

Zur Verringerung der durch die Labyrinthdichtung mit bedingten großen Baulänge der Dampfturbine hat die Brush Electrical Engineering Co. in Loughborough, England, die in Fig. 116 dargestellte Flüssigkeitsdichtung konstruiert. Die Turbinenwelle c geht mit einem Spielraum von 3—4 mm durch den Hals des Turbinengehäuses a. An diesem Hals ist ein einstellbarer Ring b befestigt, in dem zwei in die Röhren d und e, Skz. 2, endigende Kanäle ausgebohrt sind. Das andere, offene Ende dieser Kanäle mündet in einen hohlen Ringraum I, II, dessen Begrenzungswände auf den Körper g der Turbine aufgeschraubt sind. Dieser Raum ist durch einen scheibenförmigen Ansatz des erwähnten Ringes b in die beiden Kammern I und II geteilt, in denen zu beiden Seiten dieser Scheibe kleine radial gestellte Platten angebracht sind. Die Scheibe rotiert also zwischen zwei Kränzen solcher Platten.

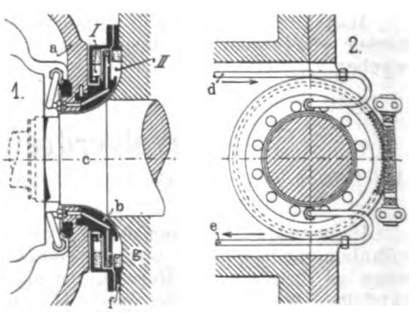


Fig. 116. Z. A.: Flüssigkeitsdichtung für Dampfturbinen.

Füllt man Wasser oder eine andere Flüssigkeit in den Raum I, II ein, so wird diese durch die Drehung des Dampfturbinenkörpers g mittels der radialen Platten herumgeschleudert, so daß sich um den Kranz der mehrfach erwähnten Scheibe ein Flüssigkeitsring herausbildet, der, infolge der Wirkung der Zentrifugalkraft unter hohem Druck stehend, die Verbindung des Gehäuseinnern mit der Außenluft vollständig abschließt; denn zwischen der durch den 3 bis 4 mm weiten Spielraum mit der Außenluft verbundenen Kammer II und der mit dem Gehäuseinnern verbundenen Kammer I besteht je keine andere Verbindung als an der von dem Flüssigkeitsring eingenommenen Stelle.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 8. Begründet von W. H. Uhland. 9. April 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Die neuen 4/5 gek. Vierzylinder-Vorspann-lokomotiven für die Gotthardbahn.

(Mit Abbildungen, Fig. 117 u. 118.)

Nachdruck verboten.

Um auf den Bergstrecken Schnellzüge bis zu 320 t Zuggewicht ohne Schiebedienst befördern zu können, bestellte die Direktion der Gotthardbahn Anfang 1906 bei der Lokomotivfabrik J. A. Maffei in München acht Lokomotiven zum Vorspanndienst, von denen eine in Fig. 117 mit ihrem Tender wiedergegeben ist.

Die neue Lokomotive sollte laut Bauprogramm einen Zug von 200 t Wagengewicht auf den Bergstrecken mit anhaltender Steigung von 26 ‰ mit 40 km Geschwindigkeit in der Stunde als Dauerleistung befördern, auf den günstigeren Talbahnstrecken dagegen eine maximale Fahrgeschwindigkeit von 65 km/Std. entwickeln, wobei der zulässige Achsdruck der gekuppelten Achsen 15,6 t nicht überschreiten durfte.

Die nach diesem Programm gebaute Lokomotive ruht (vgl. Fig. 117 u. 118) $C^4/_5$ auf einer vorderen Laufachse und hat vier gekuppelte Achsen, von denen die zweite Treibachse ist; auf sie wirken die Kolben aller vier Zylinder. Der Kessel ist für 15 At. Betriebsdruck berechnet und liegt auffallend hoch, so daß die Mitte Kessel sich 2.87 m über der Schienenoberkante

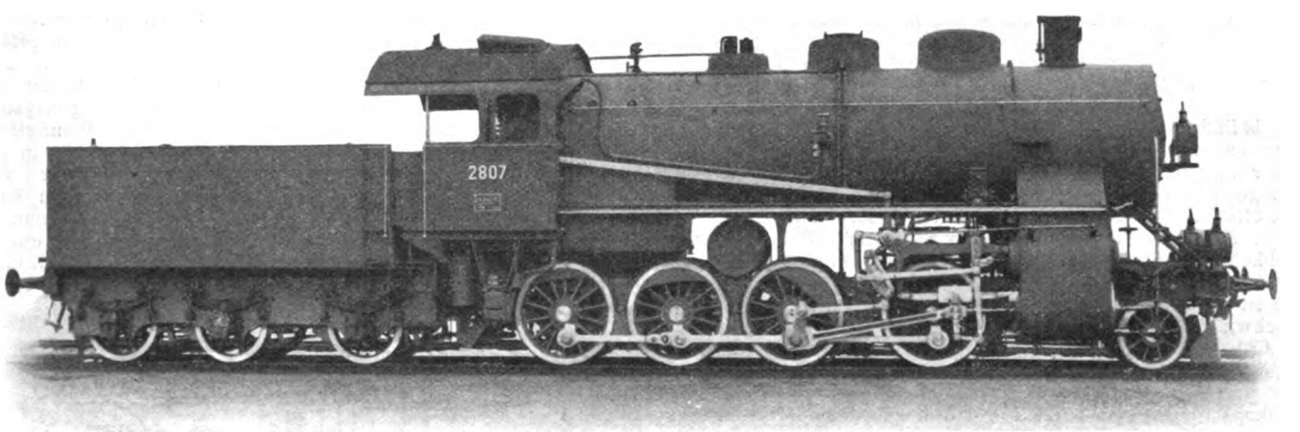


Fig. 117. Die neue 4/5 gek. Vierzylinder-Vorspannlokomotive für die Gotthardbahn.

befindet. Der Langkessel hat 1,78 m Durchmesser und enthält unterhalb des Domes einen Überhitzer System Clench, dem der nasse Dampf durch zwei Sammelrohre zugeführt wird. Die Feuerbüchse ist in Kupferblech mit gewölbter Decke in einem Stück hergestellt und hat innen unten eine Länge von 2,38 m, eine Breite von 1,71 m. Die Heizrohre sind nahtlos gezogen, in die beiden Böden eingewalzt und auf der Feuerbüchsseite noch besonders umgebördelt. Zur besseren Versteifung wurden fünf eiserne Ankerrohre eingezogen. Die Rauchkammer enthält ein aufklappbares, zweiteiliges Funkengitter aus galvanisiertem Eisendraht, wie sich ähnlich ausgeführte auch im Aschenkasten befinden, der außerdem mit einer Wasserrohrleitung zum Ablöschen versehen ist.

Die Dampfpfeife ist wegen der hohen Lage des Kessels vor dem Dach des Führerstandes auf der Decke des äußeren Feuerkastens angeordnet. Für die Speisung des Kessels sind zwei Friedmannsche saugende Restarting-Injektoren vorgesehen, die während der Bergfahrt kontinuierlich arbeiten und dabei so eingestellt werden, daß sie genau so viel Wasser in den Kessel speisen, als dort gerade verdampft wird.

Um den Kessel groß machen zu können, benutzte man einen amerikanischen, aus mehrfach geschweißten Paketen geschmiedeten zweiteiligen Barrenrahmen, der in seinem vorderen Stück den Zylinder trägt.

Von den Achsen sind die ersten drei gekuppelten fest im Rahmen gelagert, während die hintere in den Achsbüchsen beiderseitig etwas Spiel hat. Die vorderste Achse wird durch eine Doppelblattfeder immer wieder in die Mittellage zurückgeführt. Sämtliche Achsbüchsen arbeiten mit Unterschmierungen, deren Unterteile große Ölbehälter haben und mit Wasserablaßschrauben versehen sind. Die Gleitflächen der Körper der Stahlguß-Achsbüchsen sind mit Bronze gefüttert, auch lassen sich die Büchsen der gekuppelten Achsen durch gehärtete Keile nachstellen.

Die Zylinder liegen nebeneinander hinter der Laufachse unter der Rauchkammer. Die Hochdruckzylinder stecken innerhalb des Rahmens und sind mit den Gehäusen der Kolbenschieber in einem Stück gegossen; dieses bildet zugleich den Tragsattel für den Kessel, ist mit der Rauchkammer verschraubt und bildet eine gute Versteifung des Rahmens.

Die Niederdruckzylinder liegen außerhalb des Rahmens und sind mit ihm sowie mit den Hochdruckzylindern verschraubt.

Alle vier Zylinder arbeiten mit Kolbenschiebern, die in eingepreßten gußeisernen Büchsen laufen; die Kolbenschieber der Hochdruckzylinder haben einfache innere, die der Niederdruckzylinder doppelte Einströmung. Zur Abdichtung bedient man sich gußeiserner Ringe; an allen Zylinderdeckeln sind Sicherheitsventile angebracht und die Dampfkammern stehen mit abgefederten Luftsaugventilen in Zusammenhang.

Weitere Kennzeichen der Maschine sind: Anfahrvorrichtung System Maffei und Walschaert-Steuerung für die Dampfverteilung, Westinghouse-Doppelbremse, Geschwindigkeitsmesser System Klose mit Reibungsantrieb und Luft-Sandstreuapparat Patent Leach.

Der Tender hat nur drei Achsen und außen liegenden Rahmen aus Blech, der Wasserkasten ist unten zwischen den Rahmenblechen unter dem für das Brennmaterial bestimmten Raum durchgezogen. Zur Vermeidung von Zuckungen ist der Tender durch zwei mittels einer Querfeder belasteten Stoßpuffer gegen den hinteren Stoßbalken der Lokomotive abgespannt.

Die Hauptdaten von Lokomotive und Tender sind folgende:

Lokomotive.

Dampfspannung	15 Atm.
Durchmesser der Hochdruckzylinder	395 mm
Anzahl der Hochdruckzylinder	2 —
Durchmesser der Niederdruckzylinder	635 mm
Anzahl der Niederdruckzylinder	2 —
Kolbenhub	640 mm
Durchmesser der Treibräder	1350 „
Durchmesser der Laufräder	870 „
Zugkraft	9100 kg
Heizfläche der Feuerbüchse, feuerber.	13,15 qm
Heizfläche der Rauchrohre „	200,00 „
Heizfläche des Dampftrockners „	41,00 „
Totale Heizfläche	254,15 „
Totale Rostfläche	4,07 „
Anzahl der Rauchrohre	367 Stück
Leergewicht der Lokomotive	70,7 tons
Dienstgewicht der Lokomotive	76,4 „
Adhäsionsgewicht der Lokomotive	62,2 „
Fester Radstand	4800 mm
Totaler Radstand	7520 „
Größte Länge der Lokomotive	11032 „
Größte Breite der Lokomotive	3000 „
Größte Höhe der Lokomotive	4490 „
Spurweite der Lokomotive	1435 „
Steigung, die überwunden wird	26 ‰
Kleinster Kurvenradius	180 m

Digitized by Google

Tender.	
Wasservorrat	17000 kg
Kohlenvorrat	5000 „
Raddurchmesser	1060 mm
Fester Radstand	3500 „
Totaler Radstand	3500 „
Größte Länge des Tenders	6250 „
Größte Breite des Tenders	3108 „
Leergewicht des Tenders	16 tons
Dienstgewicht des Tenders	38 „
Totaler Radstand der Lokomotive mit Tender	13715 mm

Elektrische Personenaufzugsanlage.

(Mit Abbildungen, Fig. 119 u. 120.)

Nachdruck verboten.

In der City von New-York erhebt sich an der Ecke Broadway und Wall St. auf einer Grundfläche von nur 9 × 12 m das von der Straße aus gemessen, 61 m hohe Tall Office Building. Die elektrischen Personenaufzüge darin sind nach „The Engineering Record" folgendermaßen konstruiert:

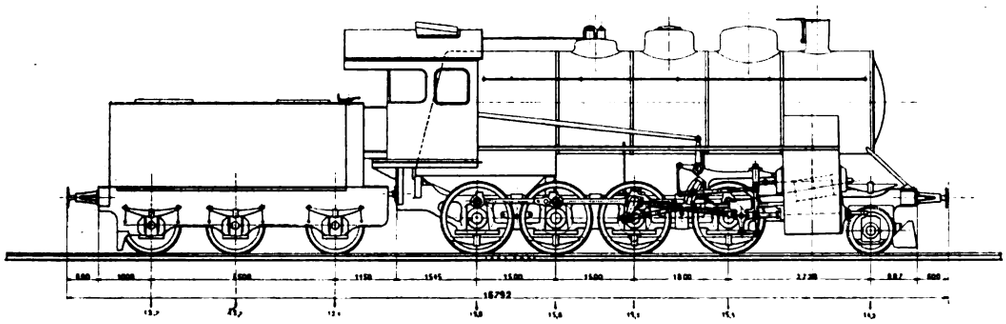


Fig. 118. Z. A.: Die neuen 4|5 gek. Vierzylinder-Vorspannlokomotiven für die Gotthardbahn.

Sie befinden sich sämtlich in dem an der Rückseite des Gebäudes errichteten Fahrschacht von 5,18 m Breite und 1,52 m Tiefe, der auf seiner ganzen Länge durch Drahtglaswände nach außen abgeschlossen ist und dessen Türen sich unmittelbar in die Bureaux öffnen. Von den drei Fahrstühlen besorgen zwei den Verkehr vom Kellergeschoß nach dem 18. Stockwerk, d. h. sie haben eine Hubhöhe von 66,52 m, während der dritte vom ersten nach dem 18. Stockwerk, also ~ 61 m hoch geht. Das Triebwerk jedes der Aufzüge ist für eine Höchstlast von 906 kg berechnet. Die größte Fahrgeschwindigkeit beträgt 152,40 m i. d. Min. bei einer Last bis zu 680 kg. Zufolge der knappen räumlichen Verhältnisse mußten natürlich auch die Kabinen des Fahrstuhles sehr eng gehalten werden: ihre äußeren Abmessungen sind 1,19 × 1,32 m. Die teleskopartig zurückschiebbaren Türen geben eine Durchgangsöffnung von 0,97 m frei.

Das Windewerk besteht aus einem Seiltrieb einfachster Art. Die Zugseile gehen in der durch Fig. 120 veranschaulichten Weise nur über je eine Windetrommel, die direkt auf der Welle des über dem Fahrschacht angeordneten langsam laufenden Elektromotors a sitzt. Es ist also lediglich der durch den Fahrstuhl f und das Gegengewicht g verursachte Reibungsdruck, der das Seil an der Trommel hält. Verstärkt wird die Reibungskraft dadurch, daß man jedes Drahtseil von der Windetrommel aus um eine unmittelbar darunter befindliche Rolle d_1 und dann wieder zu ersterer zurückführt, von der das durch das Gegengewicht belastete Seilende herabhängt. Somit ist die Geschwindigkeit des Fahrstuhles gleich der Umfangsgeschwindigkeit der Windetrommel.

Windewerke dieser Art, die sich für hohe Aufzüge und große Geschwindigkeit vortrefflich eignen und nur wenig Grundfläche beanspruchen, sind von der Firma Otis Brothers in New-York u. a. auch in der 42-stöckigen Abteilung des neuen Singer-Gebäudes in New-York City und in dem 45-stöckigen Turm des Metropolitan Life Insurance Hauses aufgestellt worden. Der Leistungsverbrauch solcher Anlagen ist deshalb gering, weil nur in den Lagern der Motorwelle und der Trommel d_1 Reibung stattfindet. Jedes Windewerk bildet nach Fig. 119 ein Ganzes für sich. Der Motor a mit Bremse b und fliegend angeordneter Windetrommel d steht, im Gesamtgewicht von 6350 kg, auf einem gußeisernen Rahmen, der durch Ankerschrauben am Maschinenrost befestigt ist. Der Rost besteht aus 4 Paaren 305 mm hoher [-Eisen-Träger, die auf den vom Mauerwerk getragenen I-Trägern ruhen. Die Führungen des Fahrstuhles wie des Gegengewichtes bestehen aus T-Eisen.

Die Fahrstühle wie die Gegengewichte sind an ihrer Unterseite mit Ölpuffern ausgerüstet; natürlich sind auch alle übrigen erforderlichen Sicherheitsvorrichtungen, wie selbsttätige Hubbegrenzung, angebracht.

Hochspannungs-Schaltanlagen.

(Mit Abbildungen, Fig. 121–125.)

Nachdruck verboten.

Das von der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft entwickelte System der Schaltwagen für Hochspannungsanlagen hat den Vorzug, daß alle Schaltapparate eines Stromkreises, an denen Arbeiten verrichtet werden sollen, unter allen Umständen erst aus der Nähe der stromführenden Teile entfernt werden müssen, bevor sie zugänglich werden. Zu dem Zweck sind die zu einem Generator oder Feeder gehörigen Schalt- und Meßapparate auf einem mit vier Rollen versehenen, herausziehbaren Rahmen montiert, der den Ölschalter und die für die Instrumente nötigen Strom- und Spannungstransformatoren trägt (Fig. 122 u. 125). Auf seiner Rückseite sitzen die Kontakte zum Anschluß der Apparate an die Sammelschienen und den betreffenden Stromkreis.

Die Vorderplatte eines Schaltwagens (Fig. 121) besteht aus Vollblech, das im Gegensatz zu Marmor alle der Berührung ausgesetzten Teile leicht zu erden gestattet, und bietet für die Meßinstrumente, das Handrad sowie für den Auslösemechanismus des Ölschalters Raum.

Jeder Schaltwagen besitzt eine Vorrichtung, die sein Herausziehen vor dem Öffnen des Ölschalters unmöglich macht, so daß die Unterbrechung der hinteren Anschlußkontakte in völlig stromlosem Zustande erfolgt. Zum leichten und stoßfreien Ein- und Ausfahren dient ein am Wagen angebrachtes Hebelwerk.

Wegen des geteilten Aufbaues einer nach diesem System hergestellten Schaltanlage braucht bei Defekten keine längere Außerbetriebsetzung des betreffenden Generators oder Abzweiges stattzufinden, da jedes Feld schnell mittels eines Hilfswagens aus der Kombination herausgezogen (Fig. 123) und durch ein bereitstehendes Reservefeld ersetzt werden kann. Reparaturen erfolgen also nicht in der Nähe stromführender Teile, sondern gefahrlos in der Werkstatt.

Ganz besonders treten die Vorteile des Schaltwagensystems in Hochspannungsverteilungsanlagen hervor. Wenngleich man auch bei den üblichen Paneel- oder Fernschaltanlagen in der Lage ist, die Hochspannungsapparate durch Trennschalter von den Sammelschienen zu isolieren, so bleibt doch in vielen Fällen das Kabel vom Netz her noch unter Spannung. Kann man es nicht kurzschließen oder am Speisepunkt abschalten, so muß ein weiterer Trennschalter am Kabelendverschluß vorgesehen werden, eine Komplikation, die beim Schaltwagensystem fortfällt, da es Trennschalter an den Sammelschienen überflüssig macht.

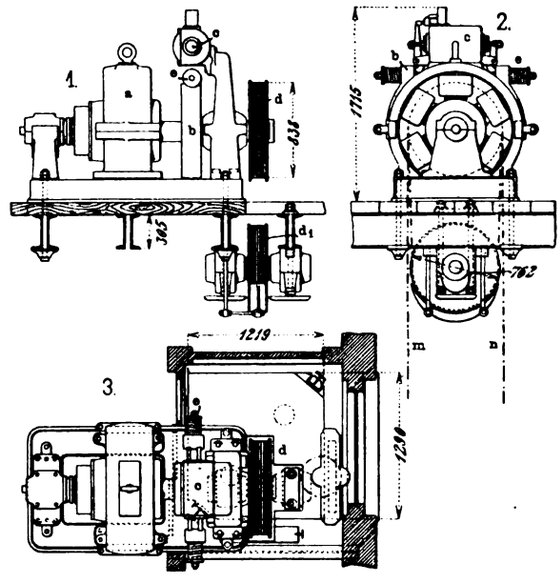


Fig. 119. Z. A.: Elektrische Personenaufzugsanlage.

Wenn der Schalttafelwärter aus Versehen die Synchronisierkontakte in ein außer Betrieb gesetztes Paneel gewöhnlicher Bauart steckt, so können die Apparate, selbst wenn alle Trennschalter herausgenommen sind, durch die Meßtransformatoren Hochspannung erhalten. Nimmt nun jemand in einer solchen Hochspannungszelle Arbeiten vor, so ist er ernstlich gefährdet. Das Schaltwagensystem schließt diese Möglichkeit aus, da sich beim Herausziehen des Wagens sämtliche Verbindungen lösen.

Der feststehende Teil der Schaltwagen ist solid konstruiert und so ausgebildet, daß die einzelnen Stromkreise leicht durch feuersichere Steine getrennt werden können. Siche-

Digitized by Google

rungen werden, abgesehen von den kleinen, lichtbogenfreien für die Spannungstransformatoren, bei den Schaltwagen nicht benutzt, vielmehr durch präziser arbeitende automatische Einrichtungen am Ölschalter ersetzt, die je nach den Betriebsverhältnissen ein Maximalzeit- oder Rückstromrelais beeinflußt. Um eine gute Ablesung zu erreichen, gebraucht man für Generator-Schaltwagen meistens Profilinstrumente (Fig. 124); indes können auch runde angewendet werden. Die Parallelschaltung erfolgt durch Geschwindigkeitsvergleicher, Lampe und Voltmeter, oder mittels Frequenzmesser.

Je nach der Spannung sind Stromwandler mit Luft- oder Ölisolation verwendbar. Die Auslösespule der Ölschalter läßt sich mittels Spezial-Stromwandler speisen, jedoch wird bei Rückstromrelais eine Gleichstromquelle erforderlich. Die für ein Maschinenfeld nötigen Regulierapparate, wie Nebenschluß- und Magnet-Regulatoren, bedient man von einer Schaltsäule aus, die vor dem betreffenden Generatorwagen Platz findet. Sie trägt gleichzeitig die für die Erregung erforderlichen Meßinstrumente, Voltmeter und Amperemeter.

Falls die örtlichen Verhältnisse es zweckmäßig erscheinen lassen, können die Erregerinstrumente und die Handräder für die Regulatoren auch auf dem unteren Teil des Schaltwagengerüstes montiert werden.

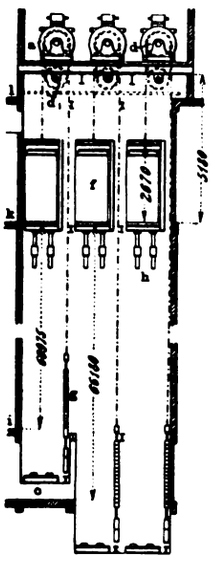


Fig. 120.

Z. A.: Elektrische Personenaufzugsanlage.

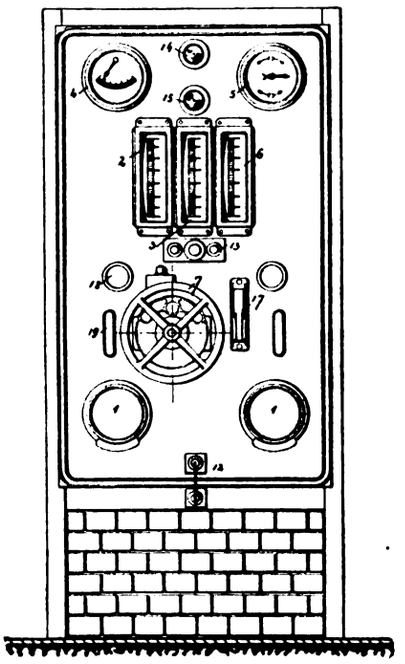


Fig. 121.

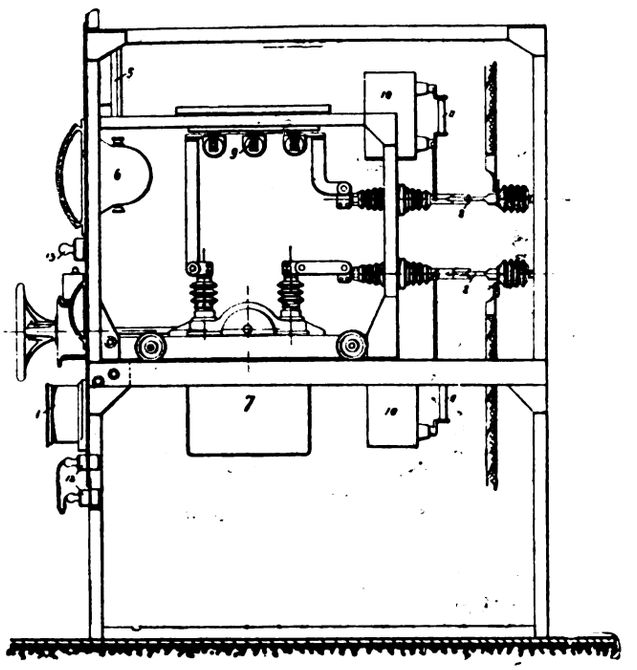


Fig. 122.

Fig. 121 u. 122. Z. A.: Hochspannungs-Schaltanlagen.

Da in Hüttenwerken Versuche und Änderungen der Betriebsverhältnisse im allgemeinen sehr häufig vorkommen, empfiehlt es sich, die Schaltanlage dort von vornherein mit zwei Sammelschienensystemen auszustatten. Mit Hilfe der für Maschinen und Feeder vorgesehenen Steckumschalter kann dann nach Bedarf jeder Generator mit jedem Abzweig verbunden werden. Man ist hierdurch in der Lage, zwei getrennte Betriebe zu führen oder eine Maschine durch das Zwei-Sammelschienensystem für Versuchszwecke auf eine bestimmte Betriebsgruppe zu schalten.

Wird bei sehr großen Anlagen elektrische Betätigung der Ölschalter verlangt, so kommt die gleiche Schaltwagenkonstruktion zur Anwendung; hinter der Abdeckplatte, auf der sonst die Instrumente sitzen, wird jedoch der Einschaltmagnet montiert. Die Instrumente und Kontaktgeber bringt man in diesem Falle auf Schaltsäulen, Schaltpulten oder auch Paneelen an.

17″ Revolverdrehbank

System Pollock und Macnab.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 19, Fig. 1 u. 2.)

Nachdruck verboten.

Wie der Amerikaner seine Revolverbänke so zu bauen bestrebt ist, daß sie kurz und kompakt ausfallen, auch möglichst alle Getriebe verdeckt sind und der Arbeiter vor Schaden bewahrt bleibt, lehren so recht die Fig. 1 u. 2 auf Tafel 19.

Sie stellen eine Revolverdrehbank von 17″ Spitzenhöhe dar, wie sie von der Firma Pollock & Macnab Ltd. in Bredbury gebaut wird. Auf der Bank lassen sich aus dem Drahte Stücke bis zu 1′ 6″ Länge und $2^5/_8$″ Durchmesser bearbeiten, und in das Spannfutter sind Werkstücke von 17″ Durchmesser einzuspannen.

Die Spitzenhöhe beträgt $8^1/_2$″ und der Vorschub auf dem Bett $17^1/_2$″, während der Quervorschub des Supportes auf $10^1/_2$″ im „American Machinist“ angegeben ist. An Betriebskraft verbraucht die Bank 4 PS, wobei eine Schnittgeschwindigkeit in Stahl von 60′ in der Minute mit $^1/_2$ bis $^1/_{32}$″ starkem Span zu erreichen ist. Der in seinem Aufbau an früher schon beschriebene amerikanische geschlossene Spindelstöcke gemahnende Spindelstock ermöglicht das Einschalten von 16 Geschwindigkeiten von 27,2 bis 510 Umdr./Min., also 32 Geschwindigkeiten bei Verwendung eines doppelten Vorgeleges.

Die Spindel weist eine Bohrung von $2^5/_8$″ auf und ist mit der Flansche für das Spannfutter in einem Stück geschmiedet, wodurch man ein sehr geringes Überhängen erlangte. Die Spindel läuft in Phosphorbronzelagern, von denen das vordere 4×4″ Länge und Durchmesser besitzt; den Achsialdruck nimmt ein Kugelring auf.

Das Kastengestell ist 7′ lang und über den Wangen 13″ breit. Der sechseckige Revolverkopf hat $10^5/_8$″ Durchmesser und in den Seitenflächen $5 \times 6^1/_2$″ Fläche; die Spannlöcher für die Werkzeuge sind $2^1/_8$″ weit und liegen $3^1/_2$″ unterhalb der Kopffläche des Revolvers, dessen Schlitten übrigens ungewöhnlich lang erscheint und in der üblichen Weise auf dem Bette verschoben werden kann.

Schotteranlage

für Straßen- und Eisenbahnschotter.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 20.)

Nachdruck verboten.

Straßen- und Eisenbahnschotter wird heute ausschließlich auf maschinellem Wege hergestellt in transportablen und stationären Schotteranlagen. Transportable Schotteranlagen werden dort benutzt, wo geringe Rohstoffe vorhanden sind, die aus ökonomischen Gründen keine stationäre Anlage gestatten, oder dort, wo es sich um die Herstellung von Schotter während des Baues einer Straße oder Eisenbahn handelt, wogegen stationäre Schotteranlagen stets da am Platze sind, wo es sich um die Ausbeutung großer zu Schotter geeigneter Steinlager handelt.

Alle derartigen Anlagen sollten nun so eingerichtet sein, daß sie unabhängig von der Zufuhr wie vom Verladen arbeiten können. Ebenso ist der Tatsache Rechnung zu tragen, daß besonders an regnerischen Tagen, an denen das Rohmaterial mit leicht schlüpfrigem Material (Ton, Lehm oder sonstiger Erdmasse) behaftet ist, die Leistung solcher Anlagen erheblich zurückgeht, ihr Kraftverbrauch aber steigt; das Gestein wird nämlich infolge der Glätte von den Kaubacken des Steinbrechers nicht erfaßt, sondern gleitet an ihnen und muß mittels einer Eisenstange zwischen sie gestoßen werden.

Das Gebäude der Schotteranlage (vgl. Fig. 8—10) wird durch einen Fachwerksbau mit massiven Schotterzellen (Silos) gebildet. Dazu kommt ein erhöhter Aufbau für Elevator und Schottertrommel. Die vier Schotterzellen entsprechen den Abteilen der Schottertrommel und sind so bemessen, daß sie etwa 10—12 Eisenbahnwaggons zu je 10000 kg Schotter aufnehmen können.

Jede Schotterzelle besitzt zwei Ausläufe, deren Rinnen so weit herausragen, daß sich das Verladen der Eisenbahnwagen

Digitized by Google

leicht und schnell vollzieht. Ein schmiedeeiserner Schieber, der senkrecht in Nuten geführt und an Kette und Gegengewicht aufgehängt ist, dient zum Absperren der Zelle. Beim Verladen wird er nicht benutzt, sondern bleibt fast immer geöffnet; nur bei leerer Zelle bedient man sich seiner, um das Herauspoltern des Schotters zu verhindern. Ein zweiter, in der verlängerten Auslaufrinne am Boden drehbar angeordneter Klappenschieber dient zum Verladen; er wird an einer zweiten Kette befestigt und von Hand betätigt. Löst man z. B. die Kette, so legt sich der Schieber flach auf den Boden der Rinne, der Schotter kann frei austreten und fällt hierbei über der am Boden liegenden Klappe in den Eisenbahnwagen. Bei angezogener Kette stellt sich der Klappenschieber senkrecht zur Auslaufrinne und sperrt dadurch den Auslauf. Dieser ist mit Ausnahme der Schieber aus Gußeisen; die Befestigung geschieht mittels Steinschrauben am Mauerwerk.

Jede Schotterzelle ist mit zwei solchen Ausläufen versehen.

Die Betriebskraft wird bei dieser Anlage einer benachbarten elektrischen Zentrale entnommen: ein Elektromotor von 25 PS,

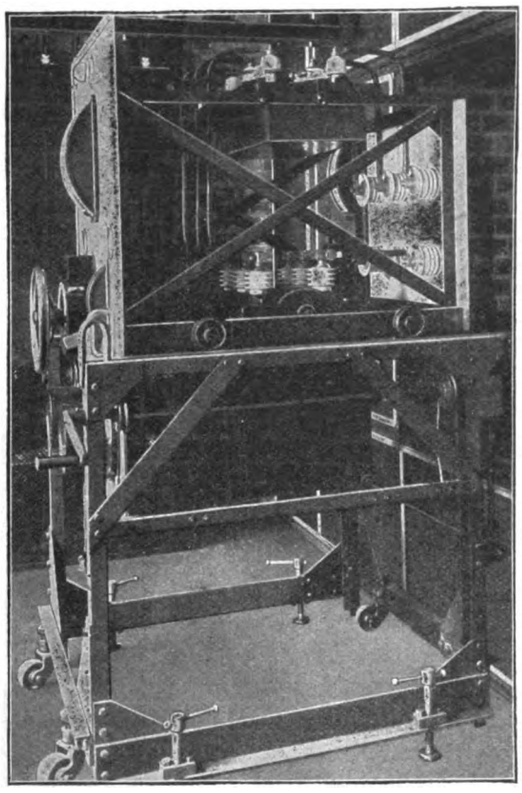


Fig. 123.

der in der Schotteranlage (vgl. Fig. 10) selbst aufgestellt ist, gibt die Kraft auf die an der Schotterzellenwand auf Konsolen gelagerte Transmission ab, die 250 Umdrehungen in der Minute macht. Elevator und Schottertrommel erhielten eine gemeinschaftliche Vorgelegewelle, die durch Riemen in geeigneter Weise von der Hauptwelle angetrieben wird.

Zum Betriebe von Schotteranlagen werden auch Lokomobilen und Sauggasmotoren benutzt, die man gewöhnlich in einem besonderen Anbau unterbringt; im übrigen aber bleibt die Anlage dieselbe.

Das aus der Grube kommende Gestein gelangt zunächst auf den Steinbrecher A, wird dort gebrochen und durch den Elevator B auf die Schottertrommel C gehoben. Diese sortiert das Produkt ihrer Lochung entsprechend in feineres von etwa 20 mm bis zu Faustgröße, wobei sich im ganzen 3—4 verschiedene Sorten ergeben. Die getrennten Produkte gelangen ihrer Größe entsprechend einzeln in die Schotterzellen, wo sie bis zum Verladen lagern.

Von den Maschinen der Anlage läßt sich der Steinbrecher (Fig. 1—7 und 11—36), auch Maulbrecher oder Kauwerk genannt, mit gleichem Vorteil für alle harten Materialien verwenden; er nimmt in der Industrie für Hartzerkleinerung die erste Stelle ein, und keine zweite Maschine kommt ihm hinsichtlich der geringen Abnutzung seiner Teile, sowie der Leistung und der Fähigkeit, die härtesten Stücke zu zerkleinern, gleich.

Die Hauptteile des Steinbrechers sind zwei in bestem Coquillen-Hartguß hergestellte Kaubacken $b\,b_1$, von denen die eine fest, die andere beweglich an einer Schwinge so angeordnet ist, daß sie mit jener einen nach unten spitzen Winkel bildet. Die Bewegung der schwingenden Brechbacken b_1 wird durch eine Exzenterwelle d und Kniehebelhubstange g bewirkt. Durch die exzentrische Bewegung der Welle und der Kniehebelhubstange erfolgt eine Streckung der Druckplatten, wodurch ein ständiges Nähern und Entfernen des unteren Teiles der beweglichen Brechbacke b_1 gegen die feste Brechbacke b erfolgt, was das Zertrümmern des aufgegebenen Materials zur Folge hat. Die Spaltweite, welche die beiden Brechbacken zwischen sich lassen, ist maßgebend für den Grad der Zerkleinerung und kann durch die Stellung des Exzenters sowie der Druckplatten auch während des Betriebes beliebig geändert werden; es bedarf hierzu nur der Veränderung einer Keilvorrichtung.

Die Brechbacken unterliegen infolge ihrer Anordnung einer ungleichmäßigen Abnutzung, weshalb Vorsorge getroffen ist, daß sie schnell umkehrbar sind, so daß der obere Teil nach unten kommt, wobei sie dann vollständig verwertet werden können.

Während die Exzenterwelle mit Ringschmierlagern versehen ist, hat das Exzenterlager Ölkammer mit Dochtschmierung erhalten. Die Welle d macht 225—250 Umdrehungen in der Minute und ist mit zwei Schwungrädern sowie einer an das eine Schwungrad angegossenen Fest- und einer Losscheibe versehen. Die Leistung des Steinbrechers hängt von der gewünschten Feinheit des Schotters sowie von der Härte und Größe der aufgegebenen Stücke ab; etwaige Feuchtigkeit, soweit sie nicht ein Gleiten im Brechmaul verursacht, kommt hierbei weniger oder gar nicht in Frage. Die Stundenleistung beträgt 5000—9000 kg bei einem Kraftverbrauch von 8—15 PS.

Von den Buchstaben in den Zeichnungen bedeuten a den Frame, b die feste, b_1 die bewegliche Brechbacke, c die Schwinge mit Achse, d die Exzenterwelle, e die Bruchplatten, g die Kniehebelhubstange, h den Befestigungskeil für die feste Brechbacke, i die Pfannen für die Bruchplatten, k das Kurbellager, l den Gleitklotz, m den Stellkeil und o die Stellschraube.

Ferner stellt dar: p die Feder mit Federtopf, r die Zugstange, s den Ringschmierlagerdeckel, t das Schwungrad mit angegossener Riemenscheibe, t_1 das Schwungrad ohne angegossene Riemenscheibe, u die Losscheibe, u_1 die Leerlaufbüchse und v die Schrumpfringe.

Der Elevator besteht aus einem unteren und einem oberen Scheibengehäuse mit dazwischen anschließenden und beide Teile verbindenden Doppelrohren von quadratischem Querschnitt; das Ganze bildet ein eingeschlossenes staubdichtes Gehäuse. Unterer und oberer Teil sind aus 4 mm dicken Blechen angefertigt und

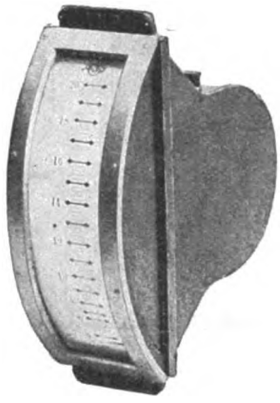


Fig. 124.

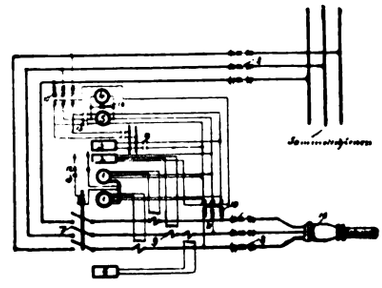


Fig. 125.

Fig. 123—125. Z. A.: Hochspannungs-Schaltanlagen.

mit Winkeleisen von $35\times35\times6$ mm verstärkt. Die Rohre sind aus 2500 mm langen und 2 mm dicken Blechtafeln in einem Stück zum Rohr gebogen und mit einem Schlußstreifen von Flacheisen vernietet; Winkeleisenflanschen verbinden die Rohre unter sich und mit den Scheibengehäusen.

Stahlgußbecher von 250 mm Breite sind in Abständen von etwa 400 mm an zwei kalibrierte 13 mm dicke Ketten aufgehängt. Die Kettenscheiben haben 600 mm Durchmesser und sind für die Ketten mit eingedrehten Rillen versehen. Die Tourenzahl der Kettenscheiben beträgt 35—38 Umdrehungen in der Minute. Die Achsen der Becherscheiben laufen in staubdicht abgeschlossenen Ringschmierlagern; die unteren Kettenscheiben sind zum Nachspannen verstellbar eingerichtet.

Der Antrieb erfolgt direkt mit einer auf der verlängerten oberen Kettenscheibenwelle angebrachten Riemenscheibe.

Die Schottertrommel besteht aus einer schmiedeeisernen Trommel von 900 mm Durchmesser und 4 m Länge bei 8 mm Blechstärke, die von einer schwach geneigten Welle mit vier Armkreuzen getragen wird. Das Traggestell ist aus Holz; es trägt die Lager der Schottertrommel und das konische Vorgelege. Die Lochung der Trommel richtet sich nach der verlangten Schottergröße, zwischen 20 und 50 mm, wobei die feinere Lochung dem Einlauf zugekehrt ist. Da die Erfahrung gelehrt hat, daß sich die Siebtrommeln mit mehr als 3 mm Blechstärke bei Verarbeitung grobkörnigen Materials leicht zusetzen, so müssen Schottertrommeln in der Lochung konisch, sich nach außen erweiternd, ausgeführt werden.

Der Kraftverbrauch beträgt 1—2 PS bei 18—22 Umdrehungen in der Minute.

Digitized by Google

West Albany Kohlen-Verladebrücke

der **New York Central-Bahn.**

Von Ingenienr **Eugen Eichel in Schenectady, N. Y.**

(Mit Abbildung, Fig. 126.)

Nachdruck verboten.

Die Unsicherheit der Kohlenlieferung infolge von Streikgefahr oder Wagenmangel während der Hochkonjunktur, sowie infolge von Betriebsschwierigkeiten während der Wintermonate macht den großen amerikanischen Eisenbahnen die Anhäufung von gewaltigen Kohlenvorräten zur Pflicht. Die Lagerplätze werden möglichst in das Zentrum eines dichten Bahnnetzes verlegt, damit die Kohle zu geeigneter Zeit, am vorteilhaftesten in den Sommermonaten, mit relativ geringem Massengutverkehr, in Wagen von großer Tragfähigkeit zugeführt werden kann. Albany, die ca. 230 km von New-York entfernte Hauptstadt des Staates New-York, stellt einen derartigen Mittelpunkt für die New-York Central-Bahn mit etwa 11 200 km Geleise östlich von Buffalo dar. Ihr in West Albany angelegter Kohlenlagerplatz ist für die stattliche Leistung von $2 \times 37\,800$ Meter-Tonnen eingerichtet, wobei naturgemäß das Hauptaugenmerk auf leistungsfähige Kohlen-Umschlag und Verteil-Vorrichtungen gelegt wurde. Diesem Zwecke dienen je zwei gleiche Verladebrücken, die jedoch nicht in üblicher Weise vor- wärts und rückwärts zu schieben sind, sondern sich im Kreise um einen Mittelpunkt schwingen lassen. Die mechanische Ausführung sowie die allgemeine Anordnung geht aus Fig. 126 hervor.

Die in Profileisen ausgeführte Brücke mit einer Maximallänge von rd. 70 m stützt sich einerseits auf einen auf vier Räderpaaren drehbaren Turm, andererseits auf einen Träger von umgekehrt V-förmiger Ausbildung, der seinerseits auf zwei Räderpaaren gelagert ist. Der Durchmesser des dem Turm dienenden Geleises beträgt 8,6 m, der des Geleises für den äußeren Träger 126 m. Dies ergibt Platz für zwei nahe dem Turm entlang geführte Vollbahngeleise — Mittel-Abstand von 14,70 m — und für zwei beiderseits davon angeordnete, halbkreisförmige Vorratslager mit einem kleinsten inneren Durchmesser von 21 m und einem größten äußeren Durchmesser von 125 m. Bei einer zulässigen maximalen Schütthöhe von 6 m und einem Querschnitt des aufgeschütteten Vorrates von 271 qm ergibt sich eine Ausnutzung von 19,7 Meter-Tonnen per lfd. Meter und eine Aufnahmefähigkeit von je 18 900 Meter-Tonnen. Der Mittelpunkt des auf kräftigem, armierten Betonfundament aufgebrachten Turmgeleises bildet eine 6 m tiefe Grube, in die Schüttrinnen hineinleiten, die ihren Anfang unter den erwähnten Vollbahngeleisen nehmen. Die Kohle wird in den bekannten eisernen Spezialwagen mit durchschnittlich je 45 Tons Ladung und im Boden vorgesehener Entladeöffnung an den Turm herangefahren, in die Grube entleert und aus der Grube mittels einer Greifschaufel entfernt. Die Greifschaufel faßt etwa 2,8 cbm Inhalt und kann mittels Seilantriebes gehoben, gesenkt und auf der Brücke an einer Laufkatze hängend gefahren werden.

Der Antrieb erfolgt von einem 150 PS 250 Volt Kompound-Gleichstrom-Elektromotor der General Electric Co. und zwar mit den folgenden Geschwindigkeiten bei einer Last von 4950 kg am Katzenhaken: Greifschaufel heben 90 m per Min.; Katze verfahren 240 m per Min.; Brücke drehen 90 m per Min. am äußeren Träger. Diese Geschwindigkeiten erlauben das Entladen und Verteilen von 30—40 Wagenladungen mit durchschnittlich 45 Tons per Tag und eine Durchschnittsleistung von 575 Tons per 10 Stunden-Schicht. Um nachts ungestört durcharbeiten zu können, sind eine Reihe von Bogenlampen vorgesehen.

Die eigenartige Grubenanordnung in Verbindung mit der drehbaren Brücke ermöglicht es, zur gleichen Zeit Kohle zuführende Wagen entladen zu können und entweder eine Umlagerung der vorrätigen Kohlensorten — überwiegend Weichkohle, zum kleineren Teil Anthrazit — auszuführen oder auch das Füllen von Tendern vorzunehmen, die auf einem der erwähnten Vollbahngeleise aufgefahren werden.

Der elektrische Betriebsstrom wird der Kraftstation der benachbarten Eisenbahnreparatur-Werkstätte entnommen und mittels Bürsten tragenden Piedestals zwei Sammelringen zugeführt, die isoliert außer Reichweite am Turme befestigt sind. Die Steuerung der gesamten Verladebrücke, die von der Brown Hoisting Machinery Co. in Cleveland O. gebaut wurde, geschieht mittels Walzenschalters und Kupplungshebeln, die übersichtlich in dem hoch gelegenen, geschützten Führerstand angeordnet sind.

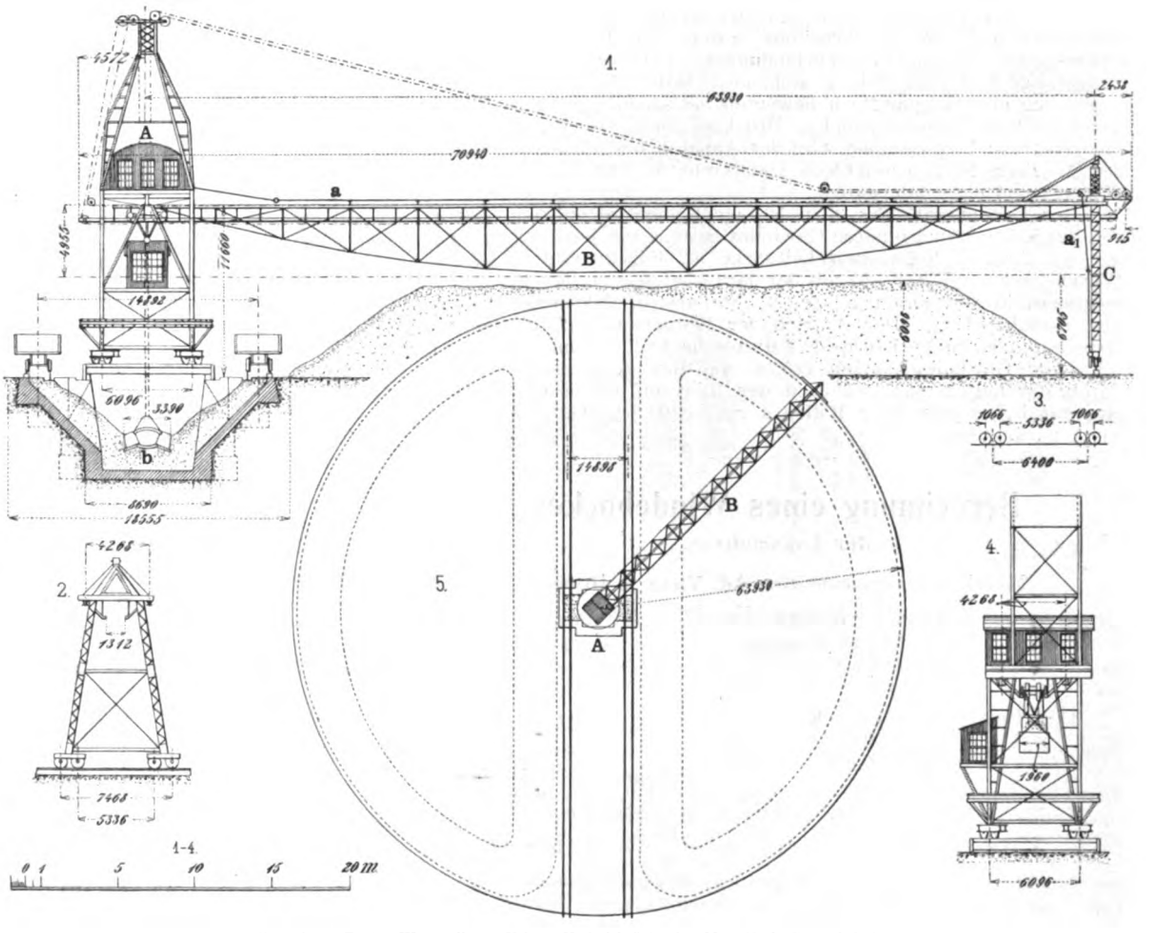


Fig. 126. Z. A.: West Albany Kohlen-Verladebrücke der New York Centra'-Bahn.

Revolverdrehbank.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 18 u. Abbild., Fig. 113 (Heft 7) u. Tafel 19, Fig. 3—23.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Der Revolversupport, der in Fig. 9, 10 und 15—23 der Tafel 19 in seinen Einzelteilen dargestellt ist, besteht aus den drei Hauptteilen: Revolverkopf, Revolverschlitten und Unterteil. Er ist auf dem Bett verstellbar und kann, um Zeit zu sparen, auf drei verschiedene Arbeitslängen eingestellt werden.

Der Revolverkopf ist sechseckig, und seine Flächen gestatten eine gute und sichere Befestigung von extragroßen Werkzeugen. Die Bohrungen für die normalen Werkzeuge sind sehr groß gehalten, und die Schäfte der Werkzeuge infolgedessen sehr kräftig. Der Revolverschlitten ist auf dem Unterteil von Hand oder auch selbsttätig verschiebbar und mit einem zum selbsttätigen Auslösen des Vorschubes dienenden selbsttätigen Anschlagapparat versehen. Das Unterteil besitzt den auf drei verschiedene Arbeitslängen einstellbaren Revolversupport, Umschaltschieber und den Support-Vorschubmechanismus.

Das Ausheben des Riegels, das Umschalten des Revolverkopfes und das Umstellen des selbsttätigen Anschlagapparates geschieht beim Zurückgehen des Revolverschlittens, und zwar wird der Riegel z, Fig. 19 der Tafel, durch die drehbare Knagge z_1 und den Doppelhebel z_2 ausgehoben, der Revolverkopf durch die drehbare Knagge a_2 und Stern a_3 ausgehoben und der Anschlagapparat durch Stern a_3, c_3, Fig. 15, und die konischen Räder c_1 und c_2 umgestellt.

Der Vorschub des Revolverschlittens geschieht durch das Handkreuz e_2 (Fig. 21—23), die Zahnräder f_1, f_2, f_3, g_1 und Zahnstange g_2 (Fig. 22). Der selbsttätige Vorschub erfolgt von der Zugwelle des Supports durch die Kettenräder o, r_2, die Zugwelle r_3 (Fig. 13), wenn die Kupplungsmuffe h_1 (Fig. 9 u. 10) mit Rad h_2 verbunden

Digitized by Google

ist, durch die Räder h_3, i_3, k_2, k_3, l_1, l_2, Schneckengetriebe l_3, l_4, Zahnrad n_1, Zahnstange g_2 oder aber, wenn die Kupplungsmuffe h_1 mit dem Rad l_1 verbunden wird, durch die Räder l_1, l_2, Schneckengetriebe l_3, g_3 (Fig. 22), Zahnrad o_3 und Zahnstange g_2.

Die Auslösung des Schneckengetriebes erfolgt entweder von Hand durch den Handhebel n_2 und Hebel n_3 oder selbsttätig durch den am Revolverschlitten angebrachten Anschlagapparat, Federbolzen p_3, Hebel q_3 und Hebel n_3. Der Handhebel x, Fig. 15—17, dient zum Einrücken des Schneckengetriebes, der Handhebel y zum Umschalten der Kupplungsmuffe h_1, Fig. 9 u. 10. Der feste Anschlag entsteht, wenn der Federbolzen p_3 (Fig. 21) auf dem Grund aufsitzt.

Die Vorschübe werden durch den Handhebel m_3 (Fig. 11 u. 13), Zahnrad s_1, Zahnstange s_2 und Klinke s_3 geschaltet.

Der Spindelkasten ist in Fig. 8 und 11—14 dargestellt. Die Arbeitsspindel (Fig. 8) ist durchbohrt, an den Lagerstellen gehärtet und geschliffen. Sie läuft in Bronzelagern, deren vorderes nachstellbar ist. Der Antrieb erfolgt durch eine dreifache Stufenscheibe in Verbindung mit einem doppelten Rädervorgelege und konischen Reibungskupplungen, die die Geschwindigkeit während des Arbeitens zu wechseln gestatten. Die beiden Reibkonen a und a_1 sind durch Verschraubung zu einem Stück miteinander verbunden und lassen sich mittels des Kranzhebels b, Muffe b_1, Gabelhebel c und Handhebel d (Fig. 12) abwechselnd mit der Stufenscheibe oder mit dem Rädervorgelege in Verbindung bringen.

Der Apparat zum Vorschieben und zentrischen Einspannen des Materiales während des Arbeitens besteht aus dem auf der Führungsstange e beweglichen Verbindungsstück e_1, dem mit ihm durch Zahnstange f in Verbindung stehenden Materialmitnehmer g und den durch die Spannmuffe h bewegten, an einem stellbaren Kopf i sitzenden Spannhebeln i_1 und i_2, Druckbüchse k, Druckhülse k_1 und Spannpatrone l. Getrieben wird der Apparat durch das vom Stande des Arbeiters leicht erreichbare Handkreuz m (Fig. 12), Zahnrad n (Fig. 8) und eine Zahnstange.

Der Leitapparat (Fig. 8 u. 12) am Spindelkasten zum Schneiden des äußeren und inneren Gewindes besteht aus der Leitpatrone o, der am Arm o_1 befestigten Leitbacke o_2, Führungsstange p, den Werkzeugen p_1 (Fig. 3—5) mit der daran befestigten, für den Innengewindestahl bestimmten Klappe p_2, Stellarm q, Führungsbrücke q_1 und Handhebel q_2. Der Antrieb der Leitpatrone erfolgt von der Arbeitsspindel im Verhältnis 1:2 durch die Räder r und r_1 (Fig. 8).

Beim Gewindeschneiden erfolgt die Bewegung des Apparates durch die Leitpatrone, während der Rücklauf durch ein an dem Apparat befestigtes, über Rollen s geführtes Seil mit Gewicht besorgt wird.

Berechnung eines Windebockes

für Lokomotiven.

Von Regierungsbaumeister **Ad. Vieth** in **Bremen.**

(Mit Abbildungen, Fig. 127 u. 128.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

$$2r_1 = \frac{17 \cdot 22{,}6}{\pi} = \text{rund } 122 \text{ mm}.$$

Der Teilkreisdurchmesser des größeren Rades ergibt sich nach Fig. 127, Skz. 5 aus $2\pi R_1 = Z_1 \cdot t_1$;

$$2R_1 = \frac{Z_1 \cdot t_1}{\pi} = \frac{36 \cdot 22{,}6}{\pi} = 259 \text{ mm}.$$

Ferner ergeben sich die Zahnabmessungen:

Zahnstärke im Teilkreis	$s_1 = \frac{19}{40} t_1 = 10{,}7$	mm,
„ an der Wurzel	$s = 0{,}5\, t_1 = 11{,}3$	mm,
Zahnhöhe insgesamt	$h = 0{,}7\, t_1 = 16$	mm,
„ bis zum Teilkreis	$h_1 = 0{,}4\, t_1 = 9$	mm,
Zahnbreite	$b = 2{,}3\, t_1 = 52$	mm.

Die Kopfkreisdurchmesser der Zahnräder sind
beim kleinen Zahnrade $= 122 + 2 \cdot 9 = 140$ mm,
beim größeren Zahnrade $= 259 + 2 \cdot 9 = 277$ mm.

16. Berechnung der Radarme: Der Zahndruck P_1 beansprucht die Radarme auf Biegung. Der Armquerschnitt sei +förmig, Fig. 127, Skz. 2.

Es sei b die Armbreite in cm, h die Armstärke in cm = 2 cm, k_b die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm = 300 kg/qcm.

Zur Ermittlung der Abmessungen nimmt man an, daß ein Arm imstande sein muß, das Biegungsmoment sicher aufzunehmen.

Das Widerstandsmoment des +förmigen Armquerschnittes ist unter Vernachlässigung der in der Nähe der neutralen Faserschicht liegenden Rippe, nach Fig. 127, Skz. 6

$$W = \frac{h \cdot b^2}{b} = \frac{2}{b} b^2 = \frac{b^2}{3}.$$

Um den Hebelarm des Zahndruckes P_1 zu finden, fertige man eine provisorische Skizze des Zahnrades an und entnehme ihr die ungefähre Länge des Hebelarmes a_1.

Es sei der Armquerschnitt des größeren Zahnrades zu ermitteln und der Hebelarm a_1 aus einer provisorischen Skizze. Fig. 127, Skz. 1 $a_1 = \sim 9$ cm.

Dann ist das Angriffsmoment $M = P_1 a_1 = 175 \cdot 9$ cmkg.

Da nun $M = W \cdot k_b$, so ist

$$P_1 a_1 = W \cdot k_b = \frac{b^3}{3} k_b, \qquad \text{folglich } b^2 = \frac{3 P_1 a_1}{k_b} \text{ und}$$

$$b = \sqrt{\frac{3 P_1 a_1}{k_b}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 175 \cdot 9}{300}} = \sqrt{16{,}75} = \text{rd. } 4 \text{ cm} = 40 \text{ mm}.$$

17. Abmessungen der Handkurbeln und Welle, Fig. 127, Skz. 3 u. 4:

Der Hebelarm der Handkurbel ist 350 mm lang;

Die Höhe der Kurbelwelle über dem Erdboden ergibt sich aus einer Skizze des Windebockes zu 1050 mm;

Durchmesser des drehbaren Holzgriffes	= 45 mm,
Durchmesser des Stiftes dazu	= 17 mm,
Länge des Griffes	= 300 mm,
Durchmesser der Handkurbelwelle	= 30 mm,
Nabenlänge der Handkurbel	= 45 mm,
Breite des Handkurbel-Hebelarmes	= 40 mm,
Stärke des Handkurbel-Hebelarmes	= 24 mm.

Die beiden Kurbeln sind um 90° gegeneinander zu versetzen.

18. Lagerung der Kurbelwelle: Die Kurbelwelle wird in gußeisernen Lagern mit abnehmbaren Deckeln gelagert. Die Lager sind mit Rotgußlagerschalen versehen und seitlich durch Schrauben mit den Streben verbunden.

Die Zapfenlänge l sei = 1,5 mal Wellendurchmesser, also $l = 1{,}5\, d = 1{,}5 \cdot 30 = 45$ mm.

Der Lagerdruck Q ergibt sich aus dem Zahndruck $P_1 = 175$ kg, Fig. 127, Skz. 7, und der Gleichung $Q \cdot 600 = P_1 \cdot 400$;

$$Q = \frac{175 \cdot 400}{600} = 117 \text{ kg}.$$

Danach würde sich der Flächendruck auf

$$p = \frac{Q}{l \cdot d} = \frac{117}{4{,}5 \cdot 3} = \text{rd. } 9 \text{ kg/qcm},$$ also äußerst gering stellen.

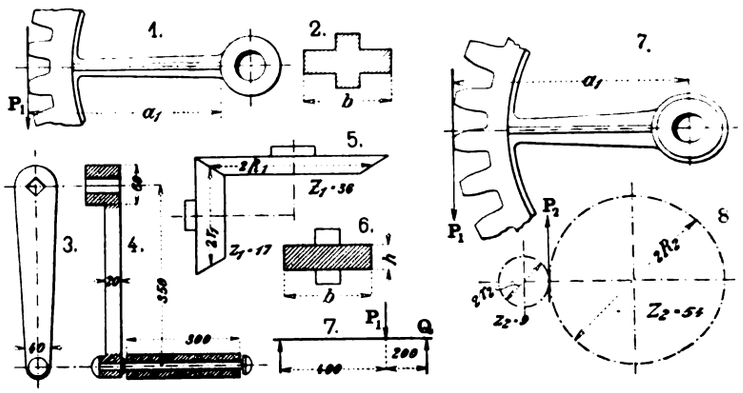


Fig. 127. Z. A.: Berechnung eines Windebockes.

19. Berechnung des zweiten Vorgeleges: Material: Gußeisen. Übersetzung 1:6.

Zunächst ist der Zahndruck zu ermitteln. Er ergibt sich nach Fig. 128, Skz. 1 aus

$$P_2 \cdot r_2 = P_1 \cdot R_1; \text{ daraus: } P_2 = \frac{P_1 \cdot R_1}{r_2}.$$

Hierin ist der Halbmesser des kleinen Zahnrades wieder unbekannt und daher vorläufig anzunehmen. Es sei gewählt $r_2 = \sim 45$ mm.

Der Zahndruck ist dann

$$P_2 = \frac{175 \cdot 130}{45} = \frac{175 \cdot 26}{9} = \text{rd. } 500 \text{ kg}.$$

20. Zahnteilung: Die Teilung wird wieder nach Berechnung 12, Formel

$$t_2 = 2{,}7 \sqrt{\frac{P_2}{k_b}}$$

ermittelt. Die zulässige Beanspruchung k_b sei in diesem Falle = 350 kg/qcm. Dann ist

$$t_2 = 2{,}7 \sqrt{\frac{500}{350}} = 2{,}7 \sqrt{\frac{10}{7}} = \frac{2{,}7}{7} \sqrt{70}$$

$$= \frac{2{,}7 \cdot 8{,}4}{7} = 2{,}7 \cdot 1{,}2 = 3{,}24 \text{ cm} = 32{,}4 \text{ mm}.$$

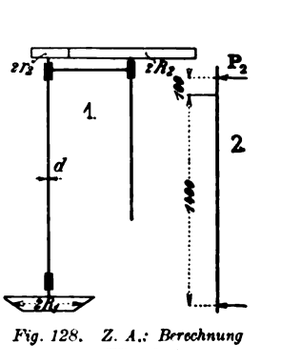


Fig. 128. Z. A.: Berechnung eines Windebockes.

Gewählt nach einer Zahnrädertabelle die Teilung $t_2 = 32{,}46$ mm.

21. Durchmesser der Zahnräder und Zahnabmessungen, Fig. 127, Skz. 8.

Angenommen das kleinere Zahnrad habe $z_2 = 9$ Zähne, dann muß das größere Zahnrad bei der Übersetzung 1:6 $Z_2 = 6 \cdot 9 = 54$ Zähne erhalten.

Der Teilkreisdurchmesser des kleineren Zahnrades ergibt sich aus der Gleichung

$$2\pi \cdot r_2 = z_2 \cdot t_2;$$

$$\text{Teilkreisdurchmesser } 2r_2 = \frac{z_2 \cdot t_2}{\pi} = \frac{9 \cdot 32{,}46}{\pi} = \text{rd. } 93 \text{ mm}.$$

Digitized by Google

Der Teilkreisdurchmesser des größeren Rades ergibt sich aus $2\pi R_2 = Z_2 t_2$ zu

$$2R_2 = \frac{Z_2 \cdot t_2}{\pi} = \frac{54 \cdot 32{,}46}{\pi} = 558 \text{ mm}.$$

Zahnabmessungen:

Zahnstärke im Teilkreis $s_1 = \frac{19}{40} t_2 = 1{,}54$ mm,

Zahnstärke am Fuße $s = \backsim 0{,}5\, t_2 = 16{,}2$ mm,
Zahnhöhe bis zum Teilkreise $h_2 = 0{,}4\, t_2 = 13$ mm,
Zahnhöhe insgesamt $h = 0{,}7\, t_2 = 23$ mm,
Zahnbreite $b = 2{,}3\, t_2 = 75$ mm.

Kopfkreisdurchmesser der Zahnräder:
beim kleinen Zahnrade $93 + 2 \,.\, 13 = 119$ mm,
beim großen Zahnrade $558 + 2 \,.\, 13 = 584$ mm.

22. Berechnung der Radarme (vgl. auch Berechnung 16): Das kleine Rad wird wegen seines geringen Halbmessers am einfachsten mit einer vollen Scheibe gegossen. Das größere Zahnrad erhält Arme mit + förmigem Querschnitt, Fig. 127, Skizze 2.

Der aus einer provisorischen Skizze, Fig. 127, Skz. 8 ermittelte Hebelarm für den Zahndruck P_2 ergibt sich zu

$$a_2 = \sim 180 \text{ mm} = 18 \text{ cm}.$$

Dann ist das Biegungsmoment, wenn der Zahndruck von einem Arm aufgenommen werden soll, $M = P_2 \,.\, a_2 = 500 \,.\, 18 = 9000$ cmkg.

Die Armbreite ergibt sich nach Berechnung 16 aus der Formel

$$b = \sqrt{\frac{3 P_2 a_2}{k_b}},$$

worin $k_b = 300$ kg/qcm die zulässige Beanspruchung bezeichnet.

Setzt man die Werte ein, so wird

$$b = \sqrt{\frac{3 \cdot 9000}{300}} = \sqrt{90} = 9{,}5 \text{ cm} = 95 \text{ mm}.$$

Die Armstärke beträgt hierbei nach Berechnung 16 $h = 20$ mm.

Will man die Armstärke, Fig. 127, Skz. 6, wegen der größeren Abmessungen, statt 20 lieber $h = 25$ mm ausführen, so muß man

$$W = \frac{h \cdot b^2}{7} = \frac{2{,}5 b^2}{6}$$

setzen, und es wird dann

$$\frac{2{,}5}{6} b^2 \cdot k_b = P_2 a_2; \quad b = \sqrt{\frac{6 \cdot P_2 \cdot a_2}{2{,}5\, k_b}}.$$

Nach Einsetzung der Werte ergibt sich

$$b = \sqrt{\frac{6 \,.\, 9000}{2{,}5 \cdot 300}} = \sqrt{72} = 8{,}5 \text{ cm} = 85 \text{ mm}.$$

23. Berechnung der Vorgelegewelle: Material: Schmiedeeisen.

Die Vorgelegewelle wird nur auf Verdrehung beansprucht. Die drehende Kraft ist der Zahndruck, Fig. 128, Skz. 1 u. 127, Skz. 8, $P_2 = 500$ kg, die an dem Teilkreishalbmesser $r_2 = 4{,}65$ cm wirkt. Das Drehmoment ist daher $M_t = 500 \cdot 4{,}65 = 2325$ cmkg.

Nun ist $M_t = \frac{\pi}{16} d^3 k_t$, worin d den Wellendurchmesser, Fig. 128, Skz. 1, $k_t = 240$ kg/qcm die zulässige Beanspruchung auf Drehungsfestigkeit bezeichnet; folglich ist

$$\frac{\pi}{16} d^3 \cdot k_t = 2325$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2325 \cdot 16}{\pi \cdot k_t}} = \sqrt[3]{\frac{2325 \cdot 16}{\pi \cdot 240}} = \sqrt[3]{\frac{155}{\pi}} = \sqrt[3]{49{,}327}$$
$$= \backsim 3{,}7 \text{ cm} = 37 \text{ mm}.$$

Will man für die Welle einen Verdrehungswinkel $\psi < 1/4°$ für 1 m Länge zulassen, so rechne man nach der Formel:

$$d = 0{,}734 \sqrt[4]{M_t} = 0{,}734 \sqrt[4]{2325} = 0{,}734 \sqrt{48{,}20} = 0{,}734 \cdot 6{,}94$$
$$= \text{rd. } 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm}.$$

Der letzte Wert muß als der größere für die Konstruktion zur Ausführung gelangen.

24. Berechnung der zugehörigen Lager: Die Vorgelegewelle erhält unten und oben je ein gußeisernes Halslager mit Rotgußlagerschalen. Das untere Halslager wird an einem mit den Stützen verbolzten Querriegel befestigt, das obere ist auf den Holm aufgeschraubt und dient gleichzeitig zur Lagerung der Schraubenspindel.

Die Zapfenlängen l werden gleich 1,5 mal Durchmesser gemacht: $l = 1{,}5\, d = 1{,}5 \,.\, 50 = 75$ mm.

Der Lagerdruck Q beträgt nach den in Fig. 128, Skz. 2 ermittelten Längenabmessungen der Welle

$$Q \cdot 1400 = P_2 \cdot 1500;$$
$$Q = \frac{P_2 \cdot 1500}{1400} = \text{rd. } 540 \text{ kg}.$$

Daher stellt sich der Flächendruck

$$p = \frac{Q}{l\, d} = \frac{540}{7{,}5 \cdot 5} = \frac{72}{5} = 14{,}4 \text{ kg/qcm},$$

also sehr gering heraus.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Teilkopf.

(Mit Abbildung, Fig. 129.)

Nachdruck verboten.

Der in Fig. 129 dargestellte Teilkopf für Fräsmaschinen ist eine neue Konstruktion der Garvin Machine Company in New York City. Die Spindel läßt sich mittels des Drehkörpers t um 10° unter die Horizontale und um ebensoviel über die Vertikale ausschwingen und wird in der gewünschten Stellung festgehalten. Zur Sicherung der horizontalen wie der vertikalen Stellung dient ein Sperrstift v, der durch eine Knagge mittels Griffes in entsprechende Vertiefungen des Körpers t eingedrückt wird. Die Spindel besteht mit dem Schneckenrad p aus einem nach hinten verjüngten Stück und reicht durch den ganzen Körper t hindurch. Dadurch ist eine gute Einspannung gewonnen, die der Spindel den erforderlichen Halt gegenüber dem auf der Spitze lastenden Gewicht des Werkstückes gibt. Befestigt ist die Spindel im Körper t dadurch, daß sie sich einerseits mit einem Ansatz an ihn anlegt und anderseits durch eine Mutter und Gegenmutter mit Sicherung angezogen ist.

Die über der Teilscheibe verstellbare Handkurbel überträgt ihre Bewegung je nach der Stellung einer Kupplung mittels eines von

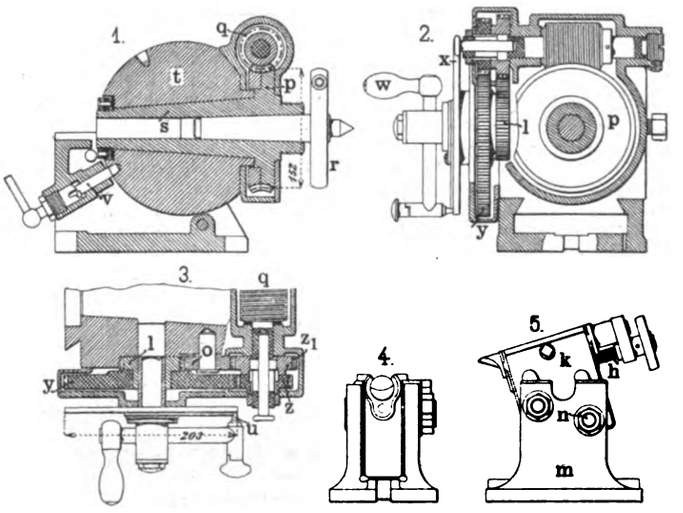


Fig. 129. Z. A.: Teilkopf.

zwei Räderzügen auf die Schneckenwelle. Der eine Zug l o z_1 tritt unter normalen Verhältnissen und zum Spiralschneiden, der andere y z für schnelles Teilen in Tätigkeit. Im letzteren Falle erteilt eine volle Drehung des Stiftes u dem Schneckenrad p $^1/_{12}$ Umdrehung. Der Wechsel von normaler zu schneller Teilung erfolgt plötzlich durch Einstoßen eines in der Schnecke gelagerten Kupplungsstiftes ohne Störung des genauen Eingriffes zwischen Schnecke und Schraubenrad.

Mit dem Schnell-Teil-Getriebe y, z kann man Spiralen kleiner Teilung, wie z. B. eine Umdrehung auf einen halben Zoll, schneiden. Das ist beim Fräsen von Gewinde, Profilscheiben usw. recht vorteilhaft.

Der Reitstock, Skz. 4 u. 5 der Fig. 129, kann gehoben und gedreht werden, wenn konische Stücke zu verarbeiten sind. Auf diese Weise lassen sich auch Schnitte nahe der Spitzenlinie ausführen. Die beiden Schrauben n halten den Schwingkörper k in der gewünschten Lage fest.

Bremsversuch an einem Deutzer Dieselmotor.

(Mit Abbildung, Fig. 130.)

Nachdruck verboten.

Die Gasmotoren-Fabrik Deutz in Cöln-Deutz, die seit einiger Zeit Dieselmotoren baut, hat einen ihrer 35-pferdigen Dieselmotoren vom Oberingenieur Barth vom Gewerbemuseum Nürnberg auf dem Probierstand ihres Deutzer Werkes untersuchen lassen und darüber folgenden Versuchs-Bericht erhalten:

Der Motor leistet normal 35 PS bei 210 Umdrehungen pro Minute. Die Prüfung fand auf dem Probierplatz des Werkes statt und bezweckte die Feststellung des Brennstoffverbrauchs bei normaler Belastung.

Die Bestimmung der Leistung erfolgte durch Bremsung mittels eines Pronyschen Zaums auf einer besonderen, an das Schwungrad angeschraubten Scheibe. Die Belastung geschah hierbei durch direktes Anhängen der Gewichte. Die Abmessungen des Zaums

Digitized by Google

wurden nach Schluß des Versuchs auf einer ausbalanzierten Scheibe bestimmt, und es ergab sich:

Hobellänge, gemessen von Mitte Welle bis Angriffspunkt des Bremsgewichts 1,432 m.

Eigengewicht des Zaums 0,150 kg.

Am Schlusse des Versuchs wurden die verwendeten Bremsgewichte samt dem Haken und den Schnüren genau gewogen.

Die Bestimmung der Umdrehungszahlen erfolgte mittels eines von der Schmierpumpe angetriebenen Hubzählers.

Die Messung des Brennstoffverbrauchs geschah in der Weise, daß im Brennstoffgefäß ein bestimmter Ölstand zu Anfang und zu Ende des Versuchs eingestellt wurde. Zu diesem Zweck diente eine in das Ölstandsglas eingehängte Nadel. Mit dem Versuche wurde in dem Augenblick begonnen, in dem der Ölspiegel von der Nadelspitze abriß, was sehr genau beobachtet werden konnte. Das während des Versuchs eingefüllte Öl wurde mittels einer vorher auf ihre Richtigkeit geprüften gleicharmigen Wage gewogen. Mit

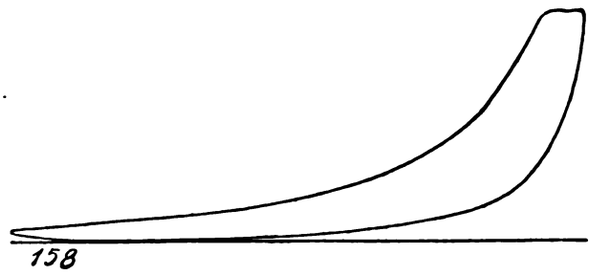


Fig. 130. Z. A.: Bremsversuch an einem Deutzer Dieselmotor.

dem Versuch wurde in dem Augenblick aufgehört, in dem der Ölspiegel wiederum abriß.

Im ganzen wurden drei Verbrauchs-Abschlüsse gemacht.

Das zu den Versuchen verwendete Treiböl stammt von der Deutschen Petroleum-Verkaufsgesellschaft m. b. H. Aken a. Elbe und kostet frei Fabrik, einschließlich M. 3,60 Zoll, M. 11,85 pro 100 kg.

Während des Versuchs wurde von dem eingefüllten Brennstoff eine Durchschnittsprobe entnommen, die durch die chemisch-technische Abteilung des Nürnberger Gewerbemuseums auf Heizwert und Aschengehalt untersucht wurde. Laut Prüfungsattest ergab sich hierbei als Heizwert (ermittelt in der kalorimetrischen Bombe) 10 069 Kal. Aschengehalt 0.19%.

Bei der durch das eigene Laboratorium des Werkes ausgeführten Untersuchung ergab sich ein Heizwert von 10 027 Kal. und ein Aschengehalt von 0,16 und 0,21%.

Während der Dauer des Versuchs wurden in gewissen Zeitabständen Indikatordiagramme entnommen. Von ihrer Planimetrierung wurde mit Rücksicht auf den Indikatorantrieb Abstand genommen.

Mit dem Versuch wurde begonnen, nachdem der Motor längere Zeit unter der Bremse lief und einen guten Beharrungszustand erreicht hatte.

Gesamte Versuchsdauer 4 Std. 1 Min. 50 Sek.
Gesamtes Bremsgewicht 84,35 kg.
Mittlere minutliche Umdrehungszahl 209,3.
Mittlere Bremsleistung 35.4 PS.
Gesamter Brennstoffverbrauch 26,725 kg.
Brennstoffverbrauch pro PS und Stunde 187.3 g.

Der Motor wurde während der Dauer der Versuche in normaler Weise geschmiert und lief ruhig und einwandfrei.

Von den während des Versuchs entnommenen Diagrammen ist hier eines wiedergegeben (vgl. Fig. 130).

Während des Versuchs wurde auch der Kühlwasserverbrauch bestimmt, der sich im Mittel zu ca. 12 l pro PSe-Stunde ergab. Hierbei war die mittlere Temperatur des Kühlwassers an der Eintrittsstelle ca. 19°, an der Austrittsstelle ca. 71° C. Die Temperatur der Auspuffgase direkt hinter dem Motor betrug im Mittel ca. 280° C.

Die Raumtemperatur war im Mittel 20,5° C und der Barometerstand 761 mm.

Eigenartige Transportkette.

(Mit Abbildung, Fig. 131.)

Nachdruck verboten.

Die neue Kette von Gilbert Little & Co., Limited zeigt eine eigenartige Ausführung der Glieder, die in sehr einfacher Weise aus einem Stahlband ausgeschnitten sind. Das Band wird in gleiche Längen geschnitten und jede mit drei Schnitten versehen, die zusammen einem H mit oben einander zugeneigten Vertikalstrichen und sehr tief liegendem Querstrich ähneln. Die beiden dadurch gebildeten Zungen a und b, Skz. 3 der Fig. 131 werden in die aus Skz. 1 erkennbare Form aufgerollt. Das kurze Stück a läßt sich dann leicht in der links in Skz. 1 dargestellten Weise durch den Schlitz des Stückes b schieben. Sobald die beiden zusammenzufügenden Glieder sich mit ihren Breiten decken, dreht man das eine um 90°, wonach a drehbar in b festsitzt und sich erst dann wieder lösen läßt, wenn man die beiden Glieder um 90° zueinander zurückdreht. Die Herstellungsweise ist somit äußerst einfach und ohne jeden Abfall. Die Kette kann leicht in beliebiger Länge auseinander genommen und jedes Glied rasch ausgewechselt werden.

Skz. 2 zeigt neben einem gewöhnlichen Kettenglied dieser Art ein Befestigungsglied für Becherwerke mit beiderseitigen Winkellappen zum Befestigen der Becher.

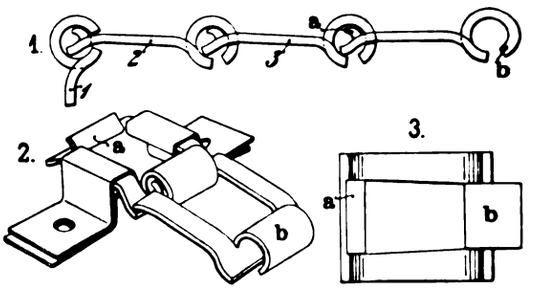


Fig. 131. Z. A.: Eigenartige Transportkette.

Uber Centratorkupplungen und Centratormotoren.

(Mit Abbildungen, Fig. 132 u. 133.)

Nachdruck verboten.

Die Centratorkupplung und der Centratormotor kennzeichnen sich, wie wir schon an anderer Stelle *) dieser Zeitschrift betonten, dadurch, daß die schnellaufende Welle, z. B. die Ankerachse eines Elektromotors eine Laufrolle (a, Fig. 133) trägt, um die sich drei bis vier Ringe b gruppieren. Ein schräg aufgeschlitzter Klemmring aus Stahlguß c und der gußeiserne Druckring d vermitteln den zur Übertragung der Umfangskraft erforderlichen Flächendruck.

Die Berührungsfläche dieser Ringe ist konisch, und somit bewirkt eine durch die am Umfange verteilten Druckschrauben e eingeleitete Bewegung des Ringes d eine Umfangsverminderung des Klemmringes c. Infolge der Rotation der Ringe b nehmen die Leitrollen f unmittelbar an der Bewegung teil. Gleichzeitig verhindert das Ineinandergreifen der Ringe b und Leitrollen f das seitliche Verlaufen der ersteren. Durch die Mitnehmerbolzen g und die Mitnehmerscheibe h werden Kraft und Bewegung bei verminderter Umlaufsgeschwindigkeit auf die langsam laufende Achse übertragen.

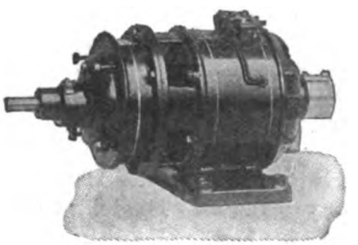


Fig. 132.

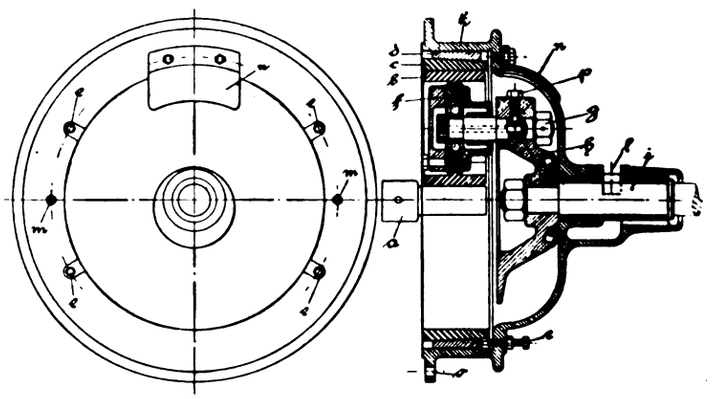


Fig. 133.

Fig. 132 u. 133. Z. A.: Über Centratorkupplungen und Centratormotoren.

Das ganze System wird durch den allseits geschlossenen und somit staub- und wasserdichten Lagerkörper k getragen.

Zum Schmieren des Hauptlagers benutzt man harzfreie Öle, die durch die Öffnung l eingefüllt werden. Zum Schmieren der Leitrollen f entfernt man den Deckel n und darauf die Schraube p. In die freiwerdende Öffnung gießt man das Öl.

Fig. 132 zeigt einen von W. H. Hilger & Co. in Bonn mit Centratorgetriebe ausgerüsteten Motor der Siemens-Schuckertwerke. Solche Motoren werden für Leistungen von $^1/_{12}$ bis $7^1/_2$ PS bei 20 bis 300 Umdrehungen in der Minute ausgeführt, wobei die Geschwindigkeitsverminderung im Verhältnis 12:1 bis 4:1 wechseln kann.

*) Vgl. Centratorkupplung, „Prakt. Masch.-Konstr." Jahrg. 1903, Heft 3, S. 26, mit Abbildungen, Fig. 34 u. 35.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 9. Begründet von W. H. Uhland. 23. April 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Automatische Universal-Räderfräsmaschine.

(Mit Abbildungen, Fig. 134—138.)

Nachdruck verboten.

Die Verwendung von Schneckenfräsern zur Herstellung von Zahnrädern bietet bekanntlich den Vorteil, daß mit einem Fräser Räder mit allen möglichen Zähnezahlen, aber gleicher Teilung gefräst werden können. Eine mit Schneckenfräsern arbeitende Maschine, die je nach Wunsch Stirn-, Schnecken- oder Schraubenräder herstellt, ist der Firma Biernatzki & Co. in Chemnitz patentiert worden.

Beim Fräsen von Schraubenrädern muß die geradlinige Vorschubbewegung des Fräsers, wie sie zur Herstellung von Stirnrädern erforderlich ist, durch eine Bewegung ersetzt werden, die in einer Spirallinie um die Achse des Radkörpers erfolgt. Dem Fräser unmittelbar einen solchen Vorschub zu erteilen, würde bei praktischer Durchführung die größten Schwierigkeiten bereiten. Das geschützte Prinzip fußt nun auf der Erwägung, daß eine geradlinige Vorschubbewegung des Fräsers zusammen mit einer Voreilung des Fräsers oder des Radkörpers bei der Rotation als Resultierende die Schraubenbewegung ergibt. Je nach dem Betrage, um den man die Umdrehzahl der Fräserspindel gegenüber einer bestimmten Umdrehzahl des Werkstückes vermehrt, erhält man eine geringere oder größere Steigung der spiraligen Zähne des Schraubenrades. Vermindert man die Umdrehzahl des Fräsers um einen entsprechenden Betrag, so erhält man entgegengesetzt gerichtete Spiralzähne. Statt dessen kann aber auch die bestimmte Umdrehzahl des Fräsers beibehalten werden, wobei dann eben die Umdrehzahl des Radkörpers entsprechend variiert werden muß.

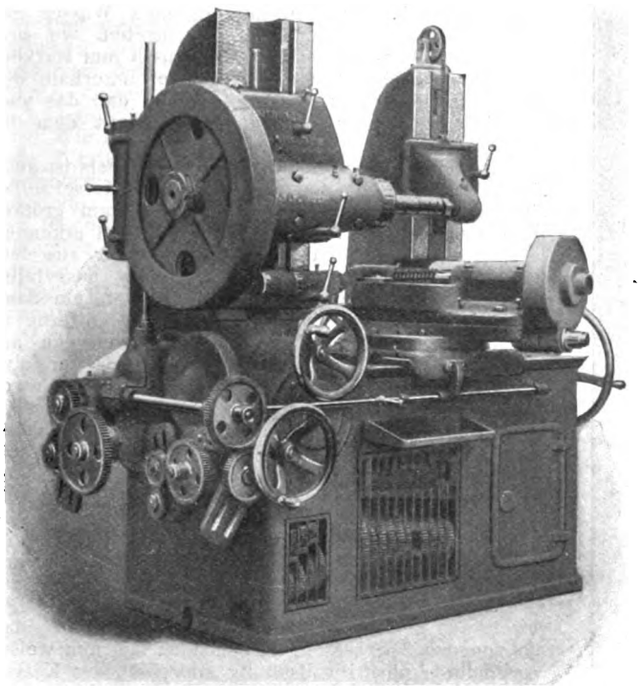


Fig. 134.

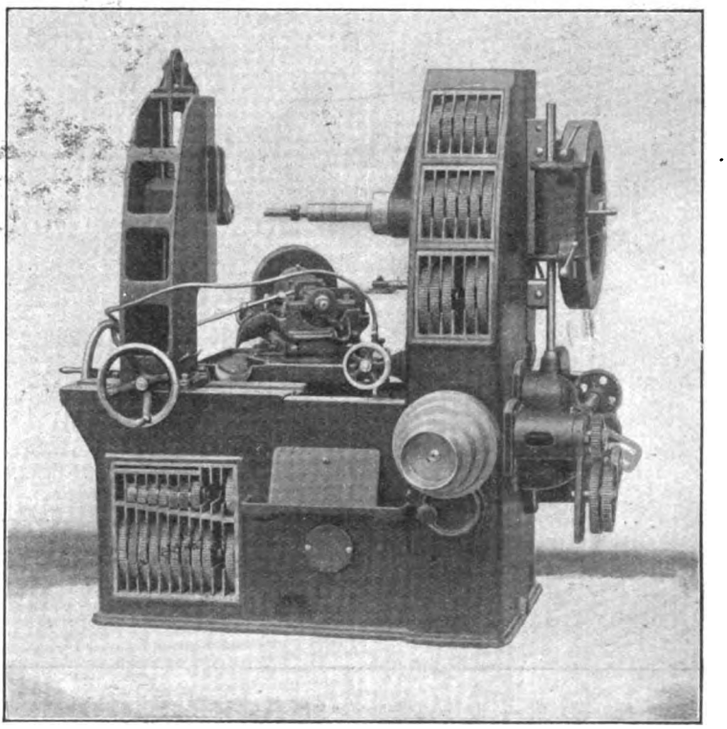


Fig. 135.

Z. A.: Automatische Universal-Räderfräsmaschine.

Die neueste, nach diesem Prinzip von der Firma Biernatzki gebaute Universalräderfräsmaschine ist in Fig. 134 u. 136 in Vorder- und Rückansicht veranschaulicht. Hervorzuheben ist die übersichtliche Gesamtanordnung und die stabile Ausführung der die Arbeitsdrücke aufnehmenden Teile. Der Arbeitsspindelschlitten gleitet am Ständer in breiten Prismen und wird in seiner jeweiligen Stellung mit dem Ständer durch vier Schrauben fest verbunden, um jeder Vibration vorzubeugen. Die Verstellung dieses Schlittens erfolgt vom Arbeiterstand aus durch Handrad, konische Räder und Gewindespindel. Damit es nicht nötig ist, die Frästiefe zu messen, ist auf der Verstellungsspindel eine auf Null einstellbare Skala vorgesehen, welche die Verstellung in $^1/_{10}$ mm anzeigt. Die kräftige Arbeitsspindel ist in langen konischen Lagern aus harter Phosphorbronze gelagert und in achsialer Richtung nachstellbar. Die Lagerstellen der stählernen Spindel sind geschliffen.

Der Antrieb wird vom Deckenvorgelege aus durch eine vierstufige Riemenscheibe auf die Welle a übertragen (Fig. 138). Durch die konischen Räder a_1, b_1 und Welle b erfolgt der Antrieb der Teilwechselräder, deren Eingriff durch Stelleisen oder Schere I vermittelt wird. Durch Kettenräder und Kette wird dann die Bewegung weitergeleitet nach den Vorschubwechselrädern, die durch Stelleisen II zum Eingriff gebracht werden. Die Übertragung des Antriebes auf die Fräservorschubspindel erfolgt durch Schnecke f, Schneckenrad g_1 und die Schraubenräder h und i. Von der das Schneckenrad g_1 tragenden Welle g wird die Drehbewegung über die mittels Schere III in Eingriff zu bringenden Spiralwechselräder nach der Welle v übertragen. Das auf der letzteren sitzende Schneckenrad v_1 arbeitet mit dem von der Spindel r getragenen Schneckenrad u, das die Bewegung über Differentialräder r_2, s_1, s_2, r_3 weiter leitet auf die Nutwelle zum Teilschneckenradantrieb (Fig. 137, Skz. 4 u. 5). Andererseits kann aber diese Nutwelle auch von den Teilwechselrädern aus mittels der konischen Räder t_1, r_1 angetrieben werden.

Fig. 136 zeigt das Differentialgetriebe und die Wechselräderanordnung in Ansicht.

Durch eine mehrfache Kegelradübersetzung und eine Stirnradübersetzung wird von dem Hauptantrieb aus die Umdrehung des Fräsers bewirkt. Wie aus Fig. 138, Skz. 3 und Fig. 137, Skz. 1 ersichtlich ist, wird die Bewegung von der Stufenscheibenwelle a mittels Kegelräder a_2, c_1, Welle n, Kegelräder n_1, m_2, Welle m und schließlich die konischen Räder m_1, l_2 auf die Welle l übertragen. Auf der letzteren sitzt das Stirnrad l_1, das mit dem auf die Fräserspindel k aufgekeilten Stirnrad k_1 kämmt. Von der Spindel k aus wird auch die zur Entfernung der Frässpäne dienende Transportschnecke q umgedreht.

Der Frässupport ist in den Skizzen 1—3 der Fig. 138 im Schnitt, Seitenansicht und Grundriß dargestellt.

Das Frässpindellager ist in seinem Unterteil p verschiebbar und kann zusammen mit dem Unterteil im Schlitten o gedreht werden. Der Schlitten hat eine nach beiden Seiten bis 70° gehende Skalaeinteilung, und am Teile p befindet sich ein Nonius zur Fräsereinstellung.

Digitized by Google

Heißdampfkessel, System Hering.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 21.)

Nachdruck verboten.

Je mehr man auf die Anwendung des Heißdampfes in der Praxis ausgeht, um so größer wird die Zahl der Heißdampfkesseltypen. Nicht alle können indes auf wirklichen Wert Anspruch machen; sie liefern zwar überhitzten Dampf in genügender Menge, ihre konstruktive Durchbildung aber steht meist nicht auf der Höhe: die Typen sind zu kompliziert. Noch immer beherrschen deshalb die Konstruktionen das Feld, die unter Verwendung bewährter Grundtypen überhitzten Dampf von hoher Temperatur zu erzeugen suchen. Dahin gehört auch der Hering-Heißdampfkessel, über den an dieser Stelle schon mehrfach berichtet wurde.

Die Zeichnungen auf Tafel 21 stellen eine von der Firma A. Hering G. m. b. H. in Nürnberg für die Urikany Zsilthaler Ungarische Kohlen-Bergwerke Act.-Ges. in Lupeny ausgeführte Heißdampfkesselanlage dar, deren Kessel für einen Betriebsdruck von 14 kg/qcm berechnet sind. Jeder der beiden Kessel besitzt eine Heizfläche von 324 qm und besteht aus einem Rohrbündel, den beiden Kammern, von denen die hintere mit dem Schlammsammler verbunden ist, und den beiden Oberkesseln, sowie dem Überhitzer.

Das Rohrsystem ist dreiteilig ausgeführt und wird durch

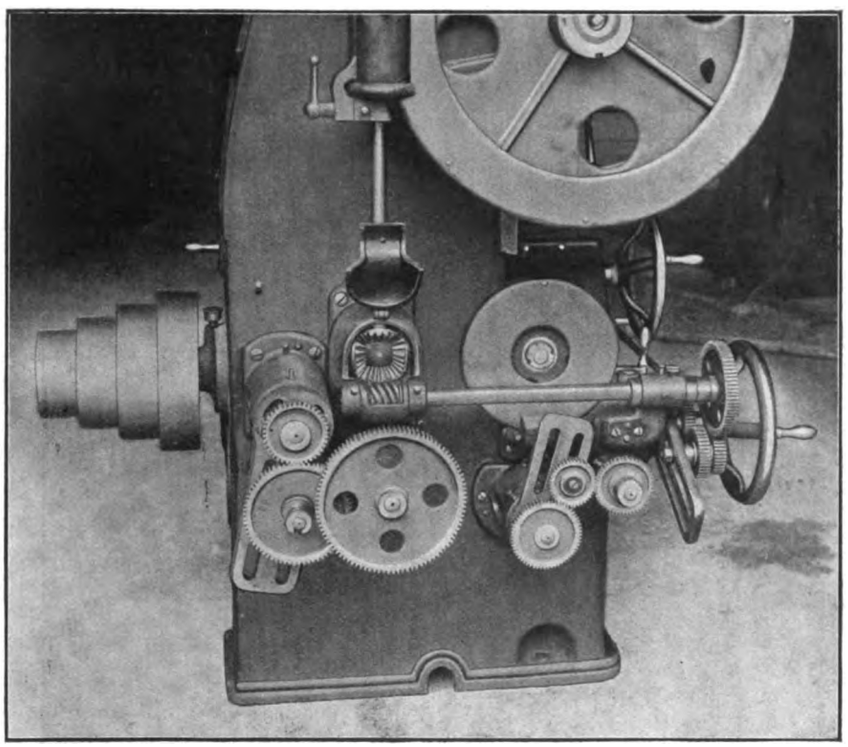


Fig. 136. Z. A.: Automatische Universal-Räderfräsmaschine. (Text siehe S. 65.)

5,25 m lange Rohre von 90 mm lichter Weite gebildet, die so verteilt sind, daß drei Rohrgruppen entstehen. Die erste Gruppe umfaßt nur eine Rohrreihe d, deren vordere Enden in die Kammer e eingewalzt sind, während die hinteren in einem quer liegenden Zylinderkessel g, eben jenem Schlammsammler, enden. In gewissem Abstand liegt oberhalb der Rohrreihe d die aus den Rohren d_1 bestehende zweite Gruppe des Bündels, die in die beiden Kammern e f eingewalzt sind. Die oberhalb der Gruppe d_1 gelegene dritte Gruppe des Bündels umfaßt die vier Rohrreihen d_2, die ebenfalls in die Kammern e f eingewalzt sind.

Diese Dreiteilung des Rohrsystems erfolgte lediglich, um eine größtmögliche Dampfleistung bei kürzester Anheizdauer zu erreichen. Schon unmittelbar nach dem Anfeuern beginnt in der unteren Rohrreihe d die Entwickelung des Dampfes, und damit wird zu gleicher Zeit die Bewegung des Wassers im Kessel eingeleitet. Gerade darin liegt ein Vorteil dieser Anordnungsweise; denn je eher die Zirkulation des Wassers im Kessel beginnt, um so schneller erwärmt es sich und kommt ins Kochen, damit aber auch der Kessel in vollen Betrieb.

Von den beiden Wasserkammern hat e die Form eines Kastens von 180 mm lichter Tiefe und 4,2 m Breite. Der Kasten ist aus 20 mm starkem Blech hergestellt und ruht mit seinem Boden auf einer gußeisernen Unterlage, während sein oberer Teil durch flanschenartig aufgebördelte Fortsätze mit den beiden Oberkesseln h h_1 zusammenhängt. Die hintere Kammer f bildet gewissermaßen die Fortsetzung des Querkessels g und hat im übrigen ebenfalls eine Tiefe von 180 mm sowie eine lichte Breite von 4,2 m. Sie hängt jedoch in keiner Weise mit den Oberkesseln zusammen, was insofern sehr wichtig erscheint, als dadurch dem Rohrsystem d d_1 d_2 die Möglichkeit gelassen ist, sich auszudehnen, ohne daß sich die Rohre durchbiegen oder die Verbindungen zwischen Rohr und Kammerwand lösen können.

Die beiden Oberkessel h h_1 haben die Form von Zylindern und bestehen je aus vier Schüssen und zwei Böden. Die Schüsse werden durch 18 mm dicke Bleche gebildet, die durch zweireihige Nietung zusammenhängen. Die Böden sind aus 22 mm dickem Blech hergestellt und in einem Arbeitsgang durch Ziehen gewonnen. Der vordere Boden trägt in einem Abstand von 240 mm übereinander die beiden Stutzen für den Wasserstandszeiger; der untere Stutzen befindet sich 120 mm unterhalb der Linie für den Normalwasserstand. Der hintere Boden enthält ein Mannloch von 300×400 mm und einen konischen Stutzen, durch den das Ausblasrohr für Kesselstein und Schlamm eingeführt wird. Auf dem vorderen Schusse jedes Oberkessels sitzt der Stutzen für das Sicherheitsventil. Der zweite Schuß trägt den Stutzen für das Speiserohr und der vierte den für die Dampfentnahme. Diese findet übrigens nicht unmittelbar aus dem Dampfraum statt, sondern der Dampf passiert vor dem Eintritt in den Stutzen ein perforiertes Rohr, das durch Schellen am Dampfraum des Oberkessels festgehalten wird.

Ferner enthält jeder Oberkessel gewissermaßen als Fortsetzung der an ihn angeschlossenen vorderen Kammer e einen 1000 mm langen und ca. 1400 mm breiten Verteilungsteller. Dieser steht durch ein Bogenstück von 200 mm lichter Weite und 3 mm Wandstärke mit der Kammer e unmittelbar in Verbindung, so daß der in dieser erzeugte Dampf samt dem mitgerissenen Wasser gezwungen ist, auf den Teller auszutreten, wo sich Dampf und Wasser scheiden. Der aus 3 mm starkem Blech hergestellte Teller liegt so tief unterhalb der Marke für den normalen Wasserstand, daß das ausgeschiedene Wasser sich unmittelbar mit dem im Oberkessel mischt.

An dem hinteren Schuß jedes Oberkessels ist auch ein Rohr i angeschlossen, vor dem in den Kessel selbst eine 5 mm starke Blechwand von 600 mm größter Höhe eingewalzt ist. Wie Fig. 3 der Tafel erkennen läßt, liegt diese Wand so, daß sich der aus dem frisch in den Kessel gespeisten Wasser ausgefällte Schlamm und Kesselstein vor ihr absetzt, um dann wie schon angedeutet, durch Ausblasen entfernt zu werden. Diese auch bei anderen Kesseltypen angewendete Reinigung verhindert es, daß der ausgeschiedene Schlamm von dem zurkulierenden Wasser durch den Kessel mitgenommen wird. Um sicher zu sein, daß die beiden Oberkessel fortgesetzt zusammen arbeiten, wurden beide in Höhe des normalen Wasserstandes durch einen 500 mm breiten im dritten Schuß sitzenden Stutzen aus 12 mm starkem Blech verbunden.

Der Querkessel g hat 750 mm lichte Breite und geht nach hinten zu in zwei runde, 1000 mm lange, rechtwinklig zur Achse des Querkessels angeordnete Kesselstumpfe l l_1 über. Diese reichen soweit aus dem Mauerwerk des Kessels heraus, daß die von den Oberkesseln ausgehenden 500 mm weiten Verbindungsrohre i vollständig außerhalb des Kesselmauerwerkes zu liegen kommen; sie dienen der Wasserzirkulation und enthalten 300 mm breite Einsatzrohre k, deren jedes als Trichter in Höhe des normalen Wasserstandes beginnt und in Form einer Schnauze im Kessel l resp. l_1 endet. Der Zweck dieser Einrichtung ist aus den früheren Beschreibungen bekannt.

Zum Befahren der Kesselstumpfe l l_1 und des Querkessels g sind Mannlöcher vorgesehen.

Der Überhitzer besteht aus zwei übereinander liegenden Schlangenrohrsystemen und zwei im Querschnitt rechteckigen Kammern, die vor der Einwirkung der Heizgase geschützt in der Rückwand des Kesselmauerwerkes liegen. Die obere Kammer ist mit den Oberkesseln verbunden, nimmt also den nassen Dampf auf. Die untere Kammer dagegen wurde an die Dampfentnahmeleitung angeschlossen, dient also der Ableitung des heißen Dampfes nach der Verbrauchsstelle. [-Eisen halten die Rohre des Überhitzers in der rechten Lage, ohne sie in irgend einer Weise an der freien Bewegung zu hindern.

Die Einmauerung des Kessels erfolgt in einfachster Weise durch Aussetzen der zwischen dem tragenden Eisengerüst vorhandenen leeren Flächen mit feuerfesten und roten Steinen.

Die Feuerung an sich ist als Treppenrost mit Münterschem Schlackrost gedacht und hat bei 300 mm Länge des Treppenrostes eine Breite von $3 \times 1{,}25$ m. Vorn schließt sich an den Rost ein mit Stellschieber versehener großer Fülltrichter a an und nach der Feuerbrücke zu, wie gesagt, der Schlackrost. Die Feuergase werden so durch eine vom Feuergewölbe, der Feuerbrücke, gebildete Schnürung geleitet, daß sie in geschlossenem Strom an die untere Reihe d des Rohrbündels herantreten. Nach deren Bespülung ziehen sie auf dem in Fig. 3 durch Pfeile gekennzeichneten Wege nach dem Fuchse. Sie bestreichen hierbei zunächst die vorderen Partien der Rohrbündel d_1 und d_2, sowie die Wasser enthaltenden Teile der

Digitized by Google

Oberkessel h h_1, umspülen dann die Rohre des Überhitzers und im Anschluß daran die hinteren Partien des Rohrsystems d_2 d_1, sowie die vordere Wandung der Kammer f und einen Teil des Schlammsammlers g. Es sei hier eingeschaltet, daß ein Festbrennen des im Schlammsammler abgeschiedenen Schlammes nicht zu befürchten ist, weil er sich nicht im Kessel g selbst, sondern in den beiden Stumpfen l l_1 ansammelt.

Soll der Kessel aus irgend einem Grunde ohne Überhitzer arbeiten, so kann man nach Öffnen einer Einsteigtür von 600 × 500 mm Querschnitt eine Schamotteplatte abheben, die für gewöhnlich eine 500 mm breite Durchlaßöffnung abschließt. Die Gase entweichen dann nach Umspülen der vorderen Partie des Rohrbündels d d_1 und d_2, ohne den Überhitzer zu berühren, in den Fuchs.

Besondere Sorgfalt ist auch der Entfernung der sich ansammelnden Flugasche gewidmet, indem an all den Stellen, wo solche Ansammlungen auftreten können, Reinigungstüren von 450 × 450 mm Querschnitt vorgesehen sind. Natürlich ist auch der Rost mit Rücksicht auf seine große Breite durch 250 mm breite Zungen unterteilt und die Kesseldecke durch Treppen befahrbar gemacht.

Transmissionsanlage

der Jute-Spinnerei und Weberei der Gebrüder Spohn in Neckarsulm.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 22.)

Nachdruck verboten.

Daß auch im Transmissionsbau noch hochinteressante Aufgaben zu lösen sind, beweist so recht die auf Tafel 22 wiedergegebene und von der Maschinenfabrik Geislingen in Geislingen ausgeführte Transmissionsanlage.

Wie man aus dem Grundriß erkennt, ist die Fabrikanlage selbst sehr zerrissen. Die einzelnen Gebäude schließen sich zwar unmittelbar aneinander, aber der Kraftbedarf in ihnen ist so ungleichmäßig, daß es anfänglich kaum möglich erschien, die gestellte Aufgabe in sachgemäßer Weise zu lösen. Daß aber die Anlage in ihrer Gesamtheit schließlich doch einen vollkommenen Eindruck macht, darf der ausführenden Firma als Verdienst angerechnet werden.

Verlangt wurde eine Transmissionsanlage im Anschluß an die Hauptmaschinenanlage im Maschinenraum F, von der aus sämtliche im Fabrikkomplexe vorhandenen Arbeits- und Hilfsmaschinen betrieben werden konnten. Daneben aber sollten die erforderlichen Wellenstränge einzeln ausgeschaltet werden können, und für gewisse im Raume K untergebrachte Hilfsmaschinen war ein Reservemotor vorzusehen, der es erlaubte, diese auch bei stillgelegter Haupttransmission im Betriebe zu halten.

Von der Maschinenfabrik Geislingen wurde die gestellte Aufgabe in der Weise gelöst, daß sie im Raume K einen 16 PS-Motor f installierte und von ihm eine Hilfswelle r betreiben ließ, an der die vorhandenen Maschinen angekuppelt waren. Die Welle r wiederum schloß man an eine den Saal K durchquerende Transmission b_1 an.

Von den Maschinen im Raume K macht die Hochdruckzentrifugalpumpe v 1800 Touren in der Minute und verbraucht 2,8 PS; ihre Antriebswelle trägt Fest- und Losscheibe von 90 mm Breite und 160 mm Durchmesser. Die Kolbenpumpe s verbraucht 4 PS und macht 75 Touren in der Minute; Fest- und Losscheibe haben 1275 mm Durchmesser bei 125 mm Breite. Der Kompressor u verbraucht ebenfalls 4 PS und macht 100 Touren in der Minute. Der Motor t ist für 200 Touren konstruiert, und seine 370 mm breite, auf der Schwungradwelle sitzende Riemenscheibe von 1000 mm Durchmesser betätigt die mit 365 Touren umlaufende Transmission r durch Fest- und Losscheibe von 540 mm Durchmesser. Die Welle r ist 60 mm dick und besteht aus zwei Teilen. In der Mitte trägt sie zwei Bunde, um so jede horizontale Verschiebung zu verhindern. Die beiden Riemenscheiben, welche die Welle r mit der Haupttransmission b_1 in Verbindung bringen, haben ebenfalls 540 mm Breite und 185 mm Kranzweite; sowohl diese Scheiben als auch die vom Motor können ausgerückt werden, so daß man, wie es verlangt war, die Welle r nach Belieben durch den Motor t oder die Transmission b_1 betreiben kann.

Der an den Raum K anschließende Maschinensaal F enthält außer dem großen 500pferdigen Hauptmotor aa_1 einen 50pferdigen Hilfsmotor w. Der Hauptmotor aa_1 ist zweizylindrig, und seine Kurbelwelle macht 150 Touren in der Minute; sie hat in den Lagerstellen einen Durchmesser von 260 mm und kann durch Reibungskupplung mit einem in den Zapfen gleichdicken, im übrigen aber 300 mm haltenden Wellenstümpfe verbunden werden. Dieser Wellenstumpf trägt eine Seilscheibe von 2500 mm Durchmesser, deren Rillenzahl so bemessen ist, daß sechzehn 50 mm dicke Seile aufgelegt werden können; das Ein- und Ausrücken der Kupplung erfolgt mittels Handrades und Spindel.

Die Seile übertragen die Bewegung auf eine Scheibe von 2775 mm Durchmesser auf der Achse b. Um von dieser Achse beliebig nach rechts und links treiben zu können, hat man den rechten Wellenstrang b_1 und den linken b_2 durch Zahnkupplungen ausrückbar gemacht; diese sind mit Rücksicht auf die Sicherheit des Betriebes je zwischen zwei Lager eingebaut, während die Lager auf Podesten (vergl. Fig. 2) montiert wurden, die durch Treppen zugänglich gemacht sind. Die Größe der zu übertragenden Kraft ließ die Anordnung der Lager auf besonders schweren überhöhten Grundplatten angebracht erscheinen, die durch 2,4 m lange, 2″ Anker auf dem Fundamentblocke festgehalten werden. Der 125 mm dicke Hauptstrang b_1 erstreckt sich von der erwähnten Zahnkupplung durch die Räume F K und endet in eine Zahnkupplung, die ihn mit dem Wellenstumpfe h in Verbindung setzt. Der letztere wiederum ist in dem Seilgang L zwischen zwei Lager eingebaut und vermittelt die Verteilung der Kraft auf mehrere Nebentransmissionen, von denen die eine h_1 als Fortsetzung des Stumpfes h erscheint. Gleich der Welle b_1 macht auch die Transmission h_1 135 Touren in der Minute. Sie ist, da sie nur 6 PS zu übertragen hat, 55 mm stark. Nach links werden von der Welle h die Wellenstumpfe i und k mittels eines oder dreier Seile betätigt. Von diesen Wellenstumpfen sind dann die Transmissionswellen i_1 und k_1 abgeleitet, die je 6 PS mit 135 Touren in der Minute übertragen. Der Wellenstumpf k liefert dann auch die Kraft für die Wellen l m, an die ebenfalls Transmissionen l_1 und m_1 angeschlossen sind. Die Welle m gibt Kraft an die Welle l ab, und diese ist gleich den anderen Wellen mit der Transmission m_1 durch eine Zahnkupplung verbunden, so daß sie jederzeit ein- und ausgerückt werden kann. Vom Wellenstumpfe n werden auch die 15 PS zum Betrieb der in der Reparaturwerkstatt B aufgestellten Werkzeugmaschinen entnommen. Die betreffende Seilscheibe hat 1375 mm Durchmesser und zwei Rillen für ebensoviel Seile.

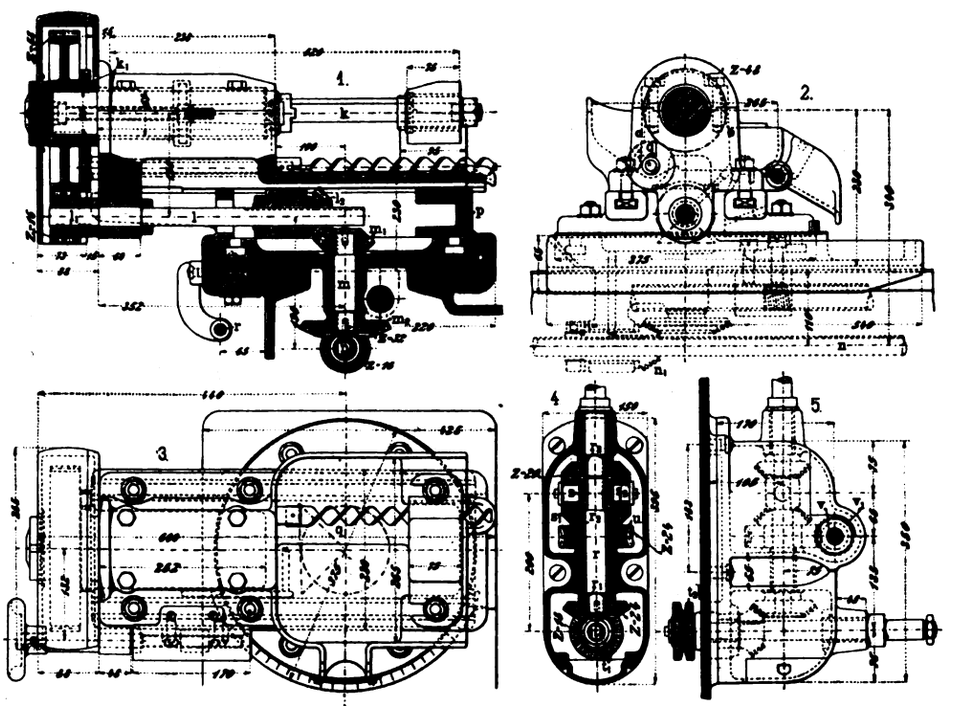


Fig. 137. Z. A.: Automatisch-Universal-Räderfräsmaschine. *(Text siehe S. 65.)*

Nach rechts werden von dem Wellenstumpfe h 80 PS auf die Welle p übertragen und 6 PS auf die Achse i. An letztere schließt sich, wiederum in der oben erwähnten Weise ausrückbar, der Strang i_1 an, während an den Wellenstumpf p die Transmission p_1 angeschlossen ist, deren Tourenzahl sich auf 120 in der Minute beläuft und durch die 60 PS übertragen werden. An diese Transmission ist übrigens ein bei p_2 aufgestellter Ventilator angehängt, der allein 20 PS verbraucht.

In dem Raume E liegt außer der Transmission p_1 noch die Welle q_1 von 100 mm Dicke, die mit 120 Touren in der Minute 10 PS überträgt und direkt nach dem ersten Lager in eine Welle von 65 mm übergeht.

Nach links schließt sich an die Welle b der Wellenstumpf b_2 von 180 mm Dicke in den Zapfen an, dessen 2,25 m im Durchmesser haltende Scheibe mit 10 Seilen 217 PS nach der einen und mit 3 Seilen 85 PS nach der anderen Seite überträgt. An die Welle b_2 ist durch Zahnkupplung der Wellenstrang b_3 angeschlossen, der 30 PS aufnimmt und 135 Touren in der Minute macht.

Die 271 PS werden durch den Wellenstumpf c aufgenommen, der wieder durch fünf Seile die Welle d und unmittelbar durch

Digitized by Google

Kupplung die beiden Wellenstränge c_1 c_2 mit 180 Touren in der Minute antreibt. Von den beiden Wellen c_1 c_2 nimmt c_1 98 PS auf, während der Strang c_2 50 PS empfängt.

Die Welle d kann mit Transmission d_1 ebenfalls durch Zahnkupplung gekuppelt werden und gibt durch ein Seil 30 PS an die Achse d ab, die mit der 75 mm starken Welle e_1 gekuppelt ist. Auch diese Welle macht gleich den anderen c_1 c_2 180 Touren in der Minute.

Von den 85 PS, die von der Welle b_2 nach links übertragen werden, empfängt die Welle f_1 40 und eine zweite, auf der Tafel nicht mehr sichtbare 45 PS. Die Welle f_1 ist mit dem Stumpf f gekuppelt, der durch eine 2000 mm im Durchmesser haltende Scheibe und zwei Seile die Bewegung auf die genannte nicht sichtbare Transmission überträgt. Die Welle f_1 treibt übrigens außer den im Saale G aufgestellten Arbeitsmaschinen den Ventilator g mit 20 PS an.

Die Hauptwelle b_1 kann nun auch für sich von dem Motor w im Maschinenraum F aus durch Riemen angetrieben werden. Der

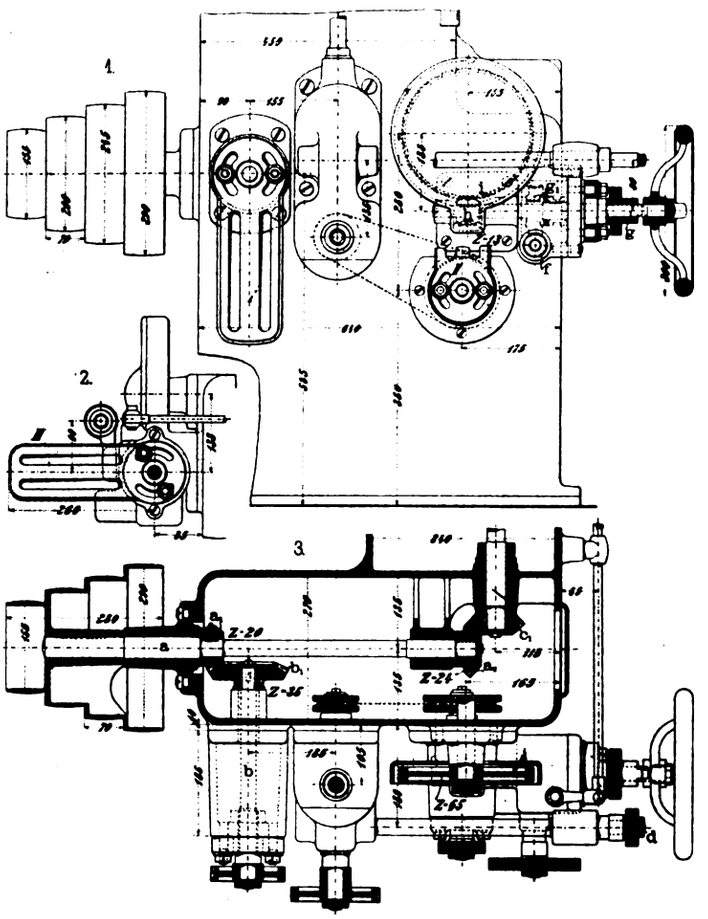


Fig. 138. Z. A.: Automatische Universal-Räderfräsmaschine. (Text siehe S. 65.)

Motor macht 190 Touren in der Minute und trägt neben seinem Schwungrad eine Riemenscheibe von 1500 mm Durchmesser und 740 mm Breite, von der aus die Fest- und Losscheibe auf der Welle b_1 ihre Bewegung empfangen. Um die Abnutzung des Riemens zu vermeiden, ist die Losscheibe im vorliegenden Falle um 5 mm im Durchmesser geringer als die 2,1 m große Festscheibe. Auch läuft die Losscheibe nicht unmittelbar auf der Transmission, sondern auf dem Hohlzapfen, der von der Lagerkonsole aus unmittelbar gehalten wird.

Über die Verteilung der Lager geben die Zeichnungen auf der Tafel genügend Auskunft, während bezüglich der Detailkonstruktionen der Aus- und Einrückvorrichtungen auf die im „Praktischen Maschinen-Konstrukteur" in Heft 23, Jahrgang 1907 und Heft 1, Jahrgang 1908 erschienenen Artikel hingewiesen sei.

Berechnung der gekröpften Welle

einer Kesselspeisepumpe.

Von Ingenieur **Meller** in **Hildburghausen.**

(Mit Abbildungen, Fig. 139—144.)

Nachdruck verboten.

Es sei die Krummachse einer Kesselspeisepumpe mit 175 mm Kolbendurchmesser, 300 mm Hub, 650 mm Pleuelstangenlänge und 480 mm Lagerentfernung zu berechnen. Die gedachte Pumpe sei liegend, mache 80 Umdrehungen i. d. Min., werde durch ein Stirnrad von 900 mm Teilkreisdurchmesser und 80 kg Gewicht, wie Fig. 39 zeigt, angetrieben, besitze ein Schwungrad von 350 kg Gewicht und diene zum Speisen eines Kessels mit 12 At Überdruck. Antriebsscheibe und Schwungrad sollen möglichst dicht an die Lager gerückt werden.

a) Lieferung der Pumpe.

Bei einem Hube werden gefördert:

$$1{,}75^2 \frac{\pi}{4} \cdot 3{,}0 = 7{,}2 \text{ dm}^3 \text{ oder } 7{,}2 \text{ l}.$$

Da die Pumpe einfachwirkend ist, liefert sie bei jeder Umdrehung 7,2 l und in 1 Min. bei 80 Umdrehungen $80 \cdot 7{,}2 = 572$ l; davon gehen durch spätes Öffnen und Schließen der Ventile etwa 8% verloren (Lieferungsgrad 0,92), also bleiben:

$$0{,}92 \cdot 572 = 526 \text{ l Min. oder } \frac{0{,}526}{60} = 0{,}0088 \text{ cbm/Sek.}$$

b) Leistungsbedarf (Kraftbedarf).

Die Saughöhe werde zu 4 m, die Druckhöhe zu 5 m, die Verlusthöhe (durch innere Bewegungswiderstände verlorengehende Förderhöhe) zu 1 m angenommen und die Preßhöhe (1 At = 10 m Wassersäule) entspricht 120 m, so daß die Gesamthöhe $120 + 4 + 5 + 1 = 130$ m beträgt und einen Kolbendruck von 13 At erzeugt. Werden ferner die Reibungsverluste in den Lagern, am Kolben usw. zu 10% geschätzt (Wirkungsgrad = 0,9), so sind in die Krummachse einzuleiten:

$$N = \frac{0{,}0088 \cdot 1000 \cdot 130}{0{,}9 \cdot 75} = 17 \text{ PS (1 cbm Wasser} = 1000 \text{ kg)}.$$

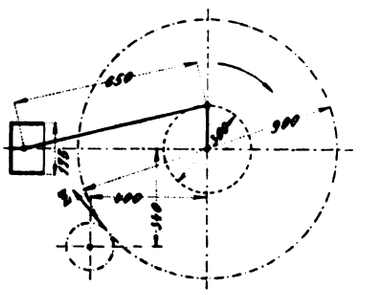


Fig. 139.

c) Die gefährlichen Stellungen.

Für die praktische Durchrechnung ist es allgemein üblich, die beiden Totlagen und die beiden 90°-Stellungen (vgl. Fig. 140, Skz. I bis IV) zu untersuchen.

Die beiden gefährlichen Stellungen sind offenbar III und IV mit P_2, da P_2 die durch Z_h hervorgerufene Biegung der Welle noch vergrößert und bedeutend größer als P_1 ist.

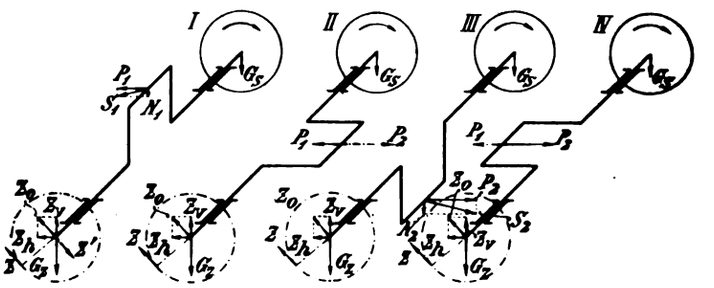


Fig. 140.

Fig. 139 u. 140. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle.

d) Die wirkenden Kräfte.

Denkt man sich die konstante Kraft Z parallel zu sich als Z_0 an dem Wellenmittelpunkt wirkend und zur Herstellung des Ursprungszustandes eine gleichgroße entgegengesetzt wirkende Kraft Z' zugefügt, so bildet diese mit der Umfangskraft Z ein Kräftepaar, welches das konstant einzuleitende, gleichzeitig die Arme des Zahnrades auf Biegung beanspruchende Drehmoment hervorruft, und die an der Welle verbleibende Kraft P_0 beansprucht diese auf Biegung.

Das konstante Antriebsmoment ist:

$$M = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{17}{80} = 16200 \text{ cmkg},$$

und damit wird die Umfangskraft am Zahnrade:

$$Z = \frac{M}{R} = \frac{16200}{45} = 360 \text{ kg}.$$

Diese zerlegt sich (vgl. Fig. 141 u. 142) in:

$$Z_h = Z \cdot \sin \alpha = 360 \cdot 0{,}647 = 228 \text{ kg},$$
$$Z_v = Z \cdot \cos \alpha = 360 \cdot 0{,}762 = 273 \text{ kg},$$
$$(\operatorname{tg} \alpha = \frac{340}{400} = 0{,}85; \quad \alpha = 40^\circ 20').$$

Ferner wird:

$$P_2 = 17{,}5^2 \frac{\pi}{4} \cdot 13 = 3130 \text{ kg (Druckhub)}.$$

$$P_1 = 17{,}5^2 \frac{\pi}{4} \cdot 1 = 244 \text{ kg (Saughub)}.$$

Diese Kraft zerlegt sich am Kolben in die Stangenkraft S_2

Digitized by Google

und den Normaldruck N_2, und S_2 zerlegt sich am Kurbelzapfen wieder in P_2 und N_2, und zwar wird:

$$S_2 = \frac{P_2}{\cos \alpha} = \frac{3130}{0{,}973} = 3220 \text{ kg},$$

$$N_2 = P_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3130 \cdot 0{,}237 = 740 \text{ kg}$$

$$(\sin \alpha = \frac{150}{650} = 0{,}231; \quad \alpha = 13^0\ 20').$$

e) Die ungefähren Entfernungen des Zahnrades und des Schwungrades.

Die Lagerstellen sollen gleich stark ausgeführt werden und berechnen sich vorläufig auf Drehung:

$$M_t = P \cdot r = 3130 \cdot 15 = 46950 \text{ cmkg},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{\frac{\pi}{16} \cdot S_t}} = \sqrt[3]{\frac{46950}{0{,}2 \cdot 400}} = \sqrt[3]{587} = 8{,}4 \text{ cm}.$$

Schätzt man nun eine Lagerlänge von 90 mm und eine Nabenlänge von 110 mm, so ergibt sich eine Entfernung von Mitte Zahnrad oder Schwungrad bis Mitte Lager von 100 mm.

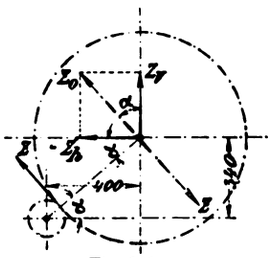


Fig. 141.

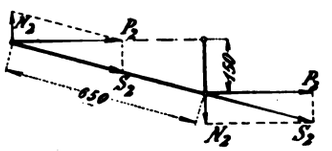


Fig. 142.

Fig. 141 u. 142. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle.

f) Die rechnerische Ermittlung der Abmessungen.

α) Die 90°-Stellung.

Nach Zerlegung der wirkenden Kräfte in ihre Horizontal- und Vertikalkomponenten ergeben sich die Kräfteverteilungen der beiden Ebenen, wie es in Fig. 143, Skz. 1 u. 2 angedeutet ist.

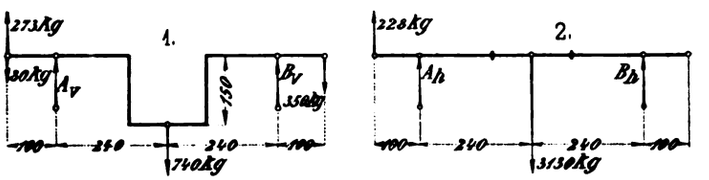


Fig. 143. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle.

1. Die Lagerreaktionen.

Man berechnet sie nach dem Satz vom statischen Moment (Summe aller statischen Momente für einen beliebigen Drehpunkt gleich 0) und wählt zur Berechnung von A den Drehpunkt bei B und umgekehrt.

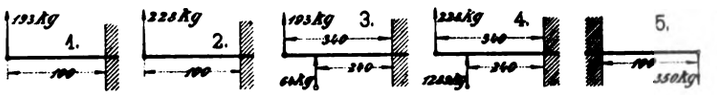


Fig. 144. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle.

a) Vertikalebene.

$$(273 - 80) \cdot 58 + A \cdot 48 - 740 \cdot 24 + 350 \cdot 10 = 0,$$

$$A_v = \frac{740 \cdot 24 - 193 \cdot 58 - 350 \cdot 10}{48} = \frac{3070}{48} = 64 \text{ kg}.$$

$$+ (273 - 80) \cdot 10 - B \cdot 48 + 740 \cdot 24 + 350 \cdot 58 = 0$$

$$B_v = \frac{740 \cdot 24 + 193 \cdot 10 + 350 \cdot 58}{48} = \frac{39990}{48} = 833 \text{ kg}.$$

Probe: (Summe aller Kräfte = 0)

$273 - 80 + 64 - 740 + 833 - 350 = 0$, also richtig.

b) Horizontalebene.

$$228 \cdot 58 + A \cdot 48 - 3130 \cdot 24 = 0,$$

$$A_h = \frac{3130 \cdot 24 - 228 \cdot 58}{48} = \frac{61900}{48} = 1289 \text{ kg}.$$

$$228 \cdot 10 + 3130 \cdot 24 - B \cdot 48 = 0,$$

$$B_h = \frac{3130 \cdot 24 + 228 \cdot 10}{48} = \frac{77400}{48} = 1613 \text{ kg}.$$

Probe: $228 + 1289 - 3130 + 1613 = 0$, also richtig.

2. Die Biegemomente in den Zapfenmitten.

Für die Biegemomente kann die Welle als durchgehender Stab betrachtet werden. Die Biegemomente der Hauptquerschnitte werden dann (Skz. 1—5, Fig. 144):

$$M_{b_{III_v}} = 193 \cdot 10 = 1930 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{III_h}} = 228 \cdot 10 = 2280 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{III}} = \sqrt{2280^2 + 1930^2} = 2980 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{V_v}} = 193 \cdot 34 + 64 \cdot 24 = 8100 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{V_h}} = 228 \cdot 34 + 1289 \cdot 24 = 38800 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_V} = \sqrt{8100^2 + 38800^2} = 39600 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{VII_v}} = 350 \cdot 10 = 3500 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{VII_h}} = 0,$$

$$M_{b_{VII}} = 3500 \text{ cmkg}.$$

(Fortsetzung folgt.)

Die neue Rundlaufmaschine

(System W. von Pittler).

Von Ingenieur **Carl Rixen** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 145—149.)

Nachdruck verboten.

Durch die ganze Entwicklung der Kraftmaschinen, in erster Linie der Dampfmaschinen, zieht sich wie ein roter Faden das Bestreben, eine Maschine zu schaffen, bei der die Energie des Arbeitsmittels direkt, d. h. ohne Kurbelmechanismus auf eine rotierende Welle übertragen wird. Die umständliche Art, wie man bei den Kolbenmaschinen die Energie des hin- und hergehenden Kolbens auf die kreisende Welle übertragen muß, wobei große

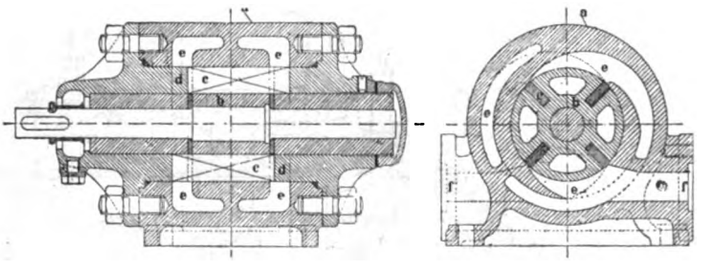


Fig. 145. Z. A.: Die neue Rundlaufmaschine.

Arbeitsverluste unausbleiblich und nur verhältnismäßig geringe Tourenzahlen möglich sind, ließ die Konstrukteure schon frühzeitig die Vorteile der rotierenden Maschine erkennen. Merkwürdigerweise aber hat es langer Zeit bedurft, um etwas wirklich Brauchbares zu schaffen. Zwar führten die fortgesetzten Bemühungen zu zwei neuen Gattungen solcher Maschinen: zu Turbinen und Kapselwerken, aber keine von beiden befriedigte von vornherein. Nur die Turbine ist bisher zu großer Vollkommenheit gelangt, und zwar gilt dies sowohl von der Wasser- als auch von der Dampfturbine. Die Kapselwerke dagegen hatten bis vor kurzem keinen praktischen Wert. Das Kapselwerk besteht in seiner gegenwärtigen Form aus einem geschlossenen Zylinder, in dem ein Kolben kreist.

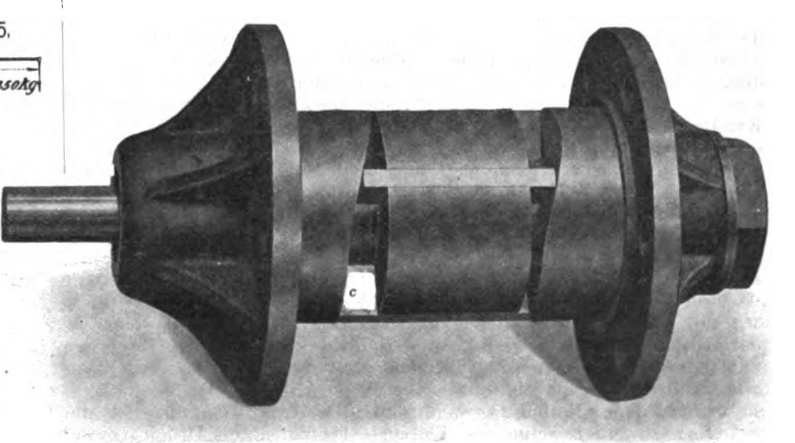


Fig. 146. Z. A.: Die neue Rundlaufmaschine.

Dieser hat je nach dem Konstruktionstyp verschiedene Formen; in jedem Falle aber bildet er mit den Wänden des Zylinders Arbeitsräume, die während der Drehung des Kolbens ihre Volumina ändern. Das Arbeitsmittel wird unter Druck in die Arbeitsräume geleitet, und zwar in dem Augenblick, wo diese, infolge der augenblicklichen Stellung des Kolbens, ein Minimum darstellen. Hierdurch wird der Kolben in Drehung versetzt, und das Volumen der Arbeitsräume vergrößert sich. Ist das maximale Volumen erreicht, so schließt sich die Zuleitung selbsttätig, der Ablauf wird geöffnet, und das Arbeitsmittel fließt drucklos ab, im Anschluß daran verkleinern sich die Arbeitsräume wieder. Um die Bewegung aufrecht zu erhalten, ist die Maschine mit einem Schwungrad versehen,

Digitized by Google

oder die Arbeit in den einzelnen Arbeitsräumen vollzieht sich wechselweise.

Obgleich die Theorie für ein Kapselwerk ziemlich einfach ist, sind die praktischen Schwierigkeiten doch so groß, daß die vielen bisherigen Vorschläge zur Lösung der Aufgabe nur von kinematischem Interesse gewesen sind. Ja, die vielen mißlungenen Versuche haben sogar dazu geführt, daß man in industriellen Kreisen noch heute vielfach bezweifelt, daß es je gelingen werde, ein brauchbares Kapselwerk zu konstruieren. Um so mehr verdient deshalb die im folgenden beschriebene Maschine das allgemeine Interesse, hat sie doch schon in ihren ersten Ausführungen alle bekannten Typen übertroffen.

Die von W. von Pittler in Berlin konstruierte Maschine besteht aus einem Arbeitszylinder e (vgl. Fig. 145), in dem ein Kolben b sich dreht, der auf einer in zwei Deckeln gelagerten Welle befestigt ist. Der Kolben ist mit vier radial gefrästen Rillen versehen, in denen sich vier genau eingepaßte Schieber c axial verschieben können. In Fig. 145, wo der Deutlichkeit halber das Gehäuse weggenommen ist, sieht man den Kolben mit den Schiebern. Die Welle ist in den Deckeln gelagert. Wie die Figur zeigt, bestehen die inneren Begrenzungsflächen der Deckel nicht aus ebenen Flächen, sondern aus äquidistanten Kurvenflächen. Jeder Deckel besitzt ferner eine höher und eine tiefer gelegene Planfläche, und diese Planflächen sind durch entsprechende Schrauben oder Sinoidenflächen verbunden. Die Länge der Schieber ist gleich dem konstanten Abstand zwischen den Kurvenflächen. Bei einer Drehung des Kolbens werden die Schieber deshalb gezwungen, eine durch die Form der Kurvenflächen bestimmte Bewegung auszuführen, also eine im Verhältnis zum Kolben hin und her gehende.

Die Wirkungsweise der Maschine als hydraulischer Motor zeigt Fig. 148, Skz. 1, die eine schematische Abwicklung des Kolbens b mit den Schiebern c_1—c_4 und den Kurvenflächen d vorstellt. Der Zylinder ist mit vier Kanälen versehen, die zwischen dem Kolben und den Kurvenflächen münden. Wird eine Flüssigkeit, z. B. Öl unter Druck durch die beiden mit T bezeichneten Kanäle geleitet, so wird sie einen Druck auf die Schieber c_2 und c_4 ausüben, und der Kolben dreht sich. Nach 1/4 Umdrehung werden c_1 und c_3 in den entsprechenden Stellungen II und IV angelangt sein; das Druckmittel wirkt nun auf c_1 und c_3, und die Bewegung wird aufrecht erhalten. Gleichzeitig werden die Räume zwischen c_1 und c_2 und zwischen c_3 und c_4 mit den Ablaufkanälen A in Verbindung gesetzt, und die gebrauchte Flüssigkeit fließt drucklos ab. Um die Schieber zu entlasten, sind die Kanäle wie die Figur zeigt, während der Axialbewegung dort anzuordnen, wo die Schieber diese Bewegung ausführen. Wie man sieht, ist der Druck an beiden Seiten des Schiebers gleich groß, solange sich dieser auf einer Kurvenfläche befindet, oder im Verhältnis zum Kolben bewegt; die Bewegung in der Nute vollzieht sich deshalb fast ohne Reibung. Während der Axialbewegung ist der Schieber zu einer Seite des Kolbens ständig unter Druck; dieser Umstand bewirkt, daß er fest gegen die entgegengesetzte Kurve gedrückt wird und die Bewegung auf dieser sicher und ohne Stoß erfolgt. Gegen die Kurvenflächen braucht der Schieber nicht abzudichten, da hier der Druck auf beiden Seiten gleich groß ist. Auf den Planflächen, wo der Schieber dem vollen einseitigen Druck unterworfen ist, muß die Dichtung aber vollständig sein. Der Verschleiß ist hier jedoch gering; da man ihn zudem durch Nachspannen der Deckel beseitigen kann, ist die Dichtung unschwer zu erreichen.

Daß der Verschleiß ohne praktische Bedeutung ist, zeigen die Messungen, die bei einem Motor vorgenommen wurden, der fünf Monate lang mit einem Druck von 65 At gelaufen war. Hier wurde konstatiert, daß der Verschleiß 0,01 mm war. Bei neueren Maschinen teilt man die Schieber in zwei Hälften und bringt durch eine einfache Anordnung das Druckmittel zwischen die beiden Schieberhälften. Diese werden also auch gegen die Planflächen gedrückt. Solche Maschinen gestatten Drücke bis zu 100 At.

In geschickter Weise sind bei diesen Maschinen Stopfbüchsen vermieden worden. Eine solche würde bei den verwendeten Drücken und Umdrehungszahlen ein unangenehmes Element bilden und den Wirkungsgrad der Maschinen bedeutend herabsetzen. Im wesentlichen besteht die Konstruktion aus zwei glasharten, geschliffenen Stahlscheiben, die auf die Endflächen der Lagerbüchsen genau aufgeschliffen sind. Die Scheiben sitzen auf der Welle fest und rotieren

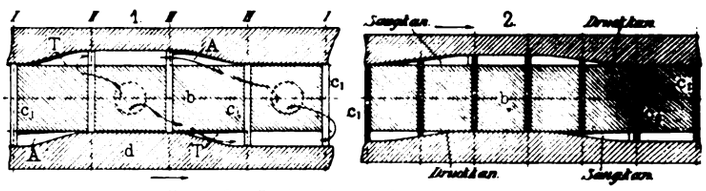


Fig. 148. Z. A.: Die neue Rundlaufmaschine.

also mit dem Kolben zusammen. Die Maschine ist nun, wie aus Fig. 145 hervorgeht, einseitig ganz geschlossen. Hierdurch erreicht man einen einseitigen Druck auf den Kolben, gleich dem Arbeitsdruck mal Fläche der Stahlscheibe. Mit diesem Druck wird die Stahlscheibe gegen die Lagerbüchse gedrückt und dichtet dadurch nach außen hin ab. Diese einfache und billige Dichtung hat bisher bei Drücken bis zu 100 At und bei Umdrehungszahlen bis zu 100—1200 pro Minute zufriedenstellend funktioniert. In Fig. 147 ist ein Schnitt durch einen ausgeführten Ölmotor dargestellt, aus dem die Konstruktionseinzelheiten zu ersehen sind.

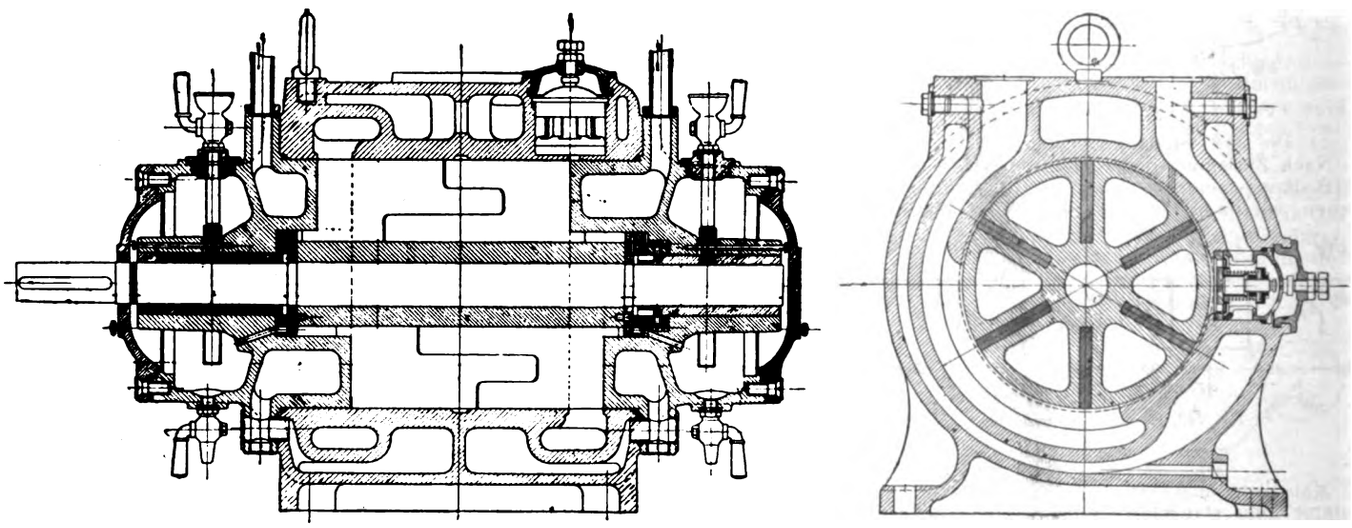


Fig. 147. Z. A.: Die neue Rundlaufmaschine.

Daß die Maschine als Pumpe benutzt werden kann, indem sie von einer Kraftmaschine angetrieben wird, leuchtet bei einem Blick auf Fig. 148, 2 unmittelbar ein. Die Kanäle A der Skz. 1 werden nun zu Druckkanälen, die Kanäle T zu Saugkanälen. Verbindet man zwei Maschinen miteinander mit Hilfe von Rohrleitungen, und wird die eine als Pumpe angetrieben, so läuft die andere als Motor. Änderungen der Umdrehungszahl und der Drehrichtung erreicht man leicht mit Hilfe eines einfachen Steuerhahnes. Damit kann man eine größere oder geringere Menge des Druckmittels in den Motor schicken, oder die Aus- und Einlaßöffnungen vertauschen.

Eine solche Einrichtung läßt sich vorteilhaft auch zur Kraftübertragung vom Motor auf die Hinterradachse bei Automobilen verwenden. Ein Benzinmotor treibt eine kleine Pumpe (System W. von Pittler). Diese fördert Öl in zwei Motoren, die mit der Hinterradachse zusammengebaut sind (vergl. Fig. 149). Man vermeidet dadurch alle Zahnräder, und die Veränderung der Geschwindigkeit sowie der Fahrtrichtung erfolgt geräuschlos und stoßfrei. Der Wirkungsgrad stellt sich auf ca. 75%. — Bereits ausgeführte größere Einrichtungen dieser Art sind zwei Wendestationen zu einer Gepäckbeförderungsanlage im neuen Hauptbahnhof zu Hamburg.

(Schluß folgt.)

Offene und geschlossene Sudmaische.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 23.)

Nachdruck verboten.

An Stelle des Schützenbachschen Kastens benutzt man seit langem die Sudmaische zur Vorbereitung von Rohzuckerfüllmasse. Die Füllmasse wird in der Maische unter Zusatz von Sirup gerührt, gekühlt und während der Schleuderarbeit flüssig erhalten. Die konstruktive Ausbildung der Sudmaische hat im Laufe der Jahre manche Veränderung erfahren; auf Tafel 23 geben wir

Digitized by Google

zwei der heutigen Bauweise entsprechende Typen mit ihren Details wieder. Von den beiden Sudmaischen ist die eine (Fig. 6—9) eine offene, die andere (Fig. 2—4) eine geschlossene.

Die offene Sudmaische (Fig. 6—9, Tafel 23) ist 1,8 m breit, 1,85 m im Troge hoch und 6.5 m lang; sie faßt 370 Ztr. Füllmasse und besteht in der Hauptsache aus einem schmiedeeisernen Troge von U-förmigem Querschnitt, in dem sich ein langsam kreisendes Rührwerk aus doppelgängigen Flacheisen befindet. Dieses Rührwerk soll das Ansetzen der Kristalle an den Boden der Maische verhindern. Die Rührflügel werden von einer in der Mittelachse des Troges gelagerten Rührwelle i an mehreren Armensystemen gehalten und schleifen, wie man aus Fig. 6 und 7 ersieht, ziemlich dicht an dem Boden des Troges, der aus 7 mm starkem Blech hergestellt und mit den beiden Böden aus 9 und 10 mm starkem Blech durch Winkeleisen verbunden ist. Sämtliche Niete innerhalb des Troges sind versenkt. In die beiden Böden sind Lager für die Rührwelle so eingebaut, daß das im hinteren Boden n nach außen zu vollständig geschlossen ist, während das im vorderen Boden o sich als Stopfbüchsenlager darstellt. Die 120 mm starke Rührwelle verschwächt sich innerhalb dieses Lagers auf 110 mm und trägt auf ihrem aus dem Lager herausragenden Stumpfe das Schneckenrad i_1. Dieses wiederum steht mit der Schnecke h_1 in Eingriff, die 76 Touren in der Minute macht und mit Rücksicht auf tadelloses Laufen in einen Öltrog eingebaut ist. Auf der Welle der Schnecke h_1 sitzen außerhalb des Troges die 0,8 m im Durchmesser haltende Fest- und Losscheibe.

Zum Ablassen der Füllmasse dient ein Schieber, dessen Detailkonstruktion aus den Fig. 13—15 der Tafel zu ersehen ist.

So einfach nun auch die Konstruktion des Troges erscheint, so darf doch nicht verschwiegen werden, daß diesem Typ insofern ein Nachteil anhaftet, als tote Ecken verbleiben. Mit Rücksicht darauf sind neuerdings einige Konstrukteure von der reinen U-Form zur umgekehrten Omega-Form übergegangen (vgl. Fig. 11 der Taf. 23). Die sonstige konstruktive Ausführung hat sich nicht geändert.

Gilt es, die Maische sehr schnell abzukühlen, so versieht man den Trog mit einem Doppelmantel und läßt darin kaltes Wasser zirkulieren.

Die in Fig. 2—4 wiedergegebene geschlossene Sudmaische mit Heizmantel besitzt einen Trog, der 550 Ztr. Füllmasse von 1,5 spezifischem Gewicht faßt. Der Trog hat einen Durchmesser von 20 m und eine totale Länge von 7,25 m; er ist aus 9 mm starkem Blech angefertigt und mit bombierten Böden aus 14 und 16 mm Kesselblech versehen. Der hintere Boden n ist mit dem Mantel der Maische verflanscht, während der vordere o festgenietet ist. Man hat also hier die Möglichkeit, den hinteren Boden n jederzeit abzuheben.

Im Innern des Zylinders befindet sich eine 130 mm starke Rührwelle, auf der wie bei der ersten Konstruktion ein aus doppelgängigem Flacheisen von 120×20 mm Querschnitt angefertigtes Rührflügel-System durch Arme festgehalten und durch das mittlere Traglager der Rührwelle in zwei Teile zerlegt ist. Ebenso wird die Rührwelle in dem einen Boden durch ein vollständig geschlossenes, im andern durch ein Stopfbüchsenlager gehalten. Der Antrieb erfolgt durch ein Schneckenrad, nur ist hier mit Rücksicht auf die große Kraft vor dem Schneckenrad noch ein Lager von 100 mm Bohrung angeordnet. Der das Schneckenrad i_1 tragende Teil der Rührwelle ist 120 mm dick. Die rechtsgängige Schnecke von 250 mm Durchmesser ruht in dem Öltroge und macht 76 Touren in der Minute. Das Schneckenrad hat 1,575 m Teilkreis-Durchmesser und 76 Zähne bei 65 mm Teilung.

Auf dem Mantel sitzt ein 1,0 m breiter Dom aus 7 mm starkem Blech, dessen bombierter Boden mit dem Dom-Mantel in einem Stück gezogen ist und auf seinem Kopf den Stutzen für Vakuum und Manometer trägt. Die Maische ist konstruktiv für einen Betriebsdruck von 2½ At beim Ausblasen und eine Luftleere von 66 cm beim Einziehen berechnet. Der 60 mm weite Luftdruckstutzen befindet sich auf Fig. 2 bezogen rechts am Dom. Ihm diametral gegenüber sitzt links die 200 mm im lichten weite Flansche für das Kondensatorrohr. Auf dem letzten Schuß des Mantels befindet sich die 250 mm weite Flansche zum Anschluß der Rohrleitung, in der die Füllmasse zugeführt wird. Daneben ist auf dem Mantel ein Mannloch von 400 mm Durchmesser mit Klappschrauben-Verschluß vorgesehen (vgl. Detail-Fig. 1).

Im hinteren Boden sitzt bei n_3 der Thermometer-Stutzen, darunter in Höhe des Füllmasseniveaus die beiden Schaufenster und unterhalb der Rührwellenlagerung bei n_1 der Probenahmehahn. Der Austritt für die Füllmasse befindet sich am Boden des Mantels unmittelbar vor dem hinteren Boden n; er hat gleich dem Eintritt 250 mm lichte Weite. Zum Ausblasen der Füllmasse bedient man sich bei der geschlossenen Maische der Druckluft.

Die untere Hälfte des Mantels ist mit Ausnahme der hinteren Partie, in der sich die Ausstoßöffnung befindet, mit einem Heizmantel versehen, dessen lichter Raum 40 mm Tiefe besitzt. Der Mantel selbst ist aus 10 mm starkem Blech hergestellt und auf der einen Seite mit einem Eintrittsstutzen für Retourdampf oder reduzierten Hochdruckdampf und an der tiefsten Stelle mit einem 40 mm weiten Stutzen für den Ausfluß des Kondenswassers versehen. Der Zuflußstutzen für Retourdampf ist in Fig. 3 links oben sichtbar und hat 100 mm lichte Weite. Ein 100 mm weiter Sirup-Zuflußstutzen ist ebenfalls vorhanden; das Rührwerk der Maischen läßt man, wie gewöhnlich, mit einer Tour in der Minute umlaufen.

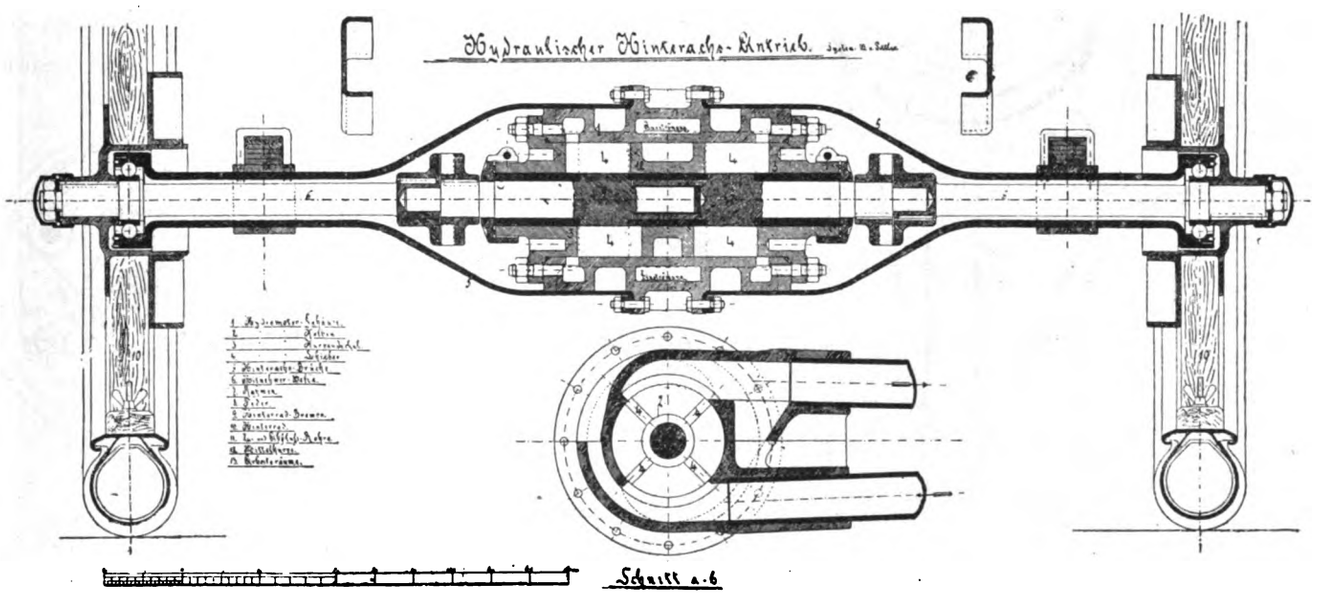


Fig. 149. Z. A.: Die neue Rundlaufmaschine.

Bezüglich des Betriebswertes solcher Maischen sei auf die in Heft 4 und 5 der „Techn. Rdsch." 1908, Ausgabe IV, veröffentlichte Abhandlung „Die verschiedenartigen Sudmaischen und ihre Anwendung" verwiesen.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Verbundventilator.

(Mit Abbildungen, Fig. 150 u. 151.)

Nachdruck verboten.

Wenn man behufs höherer Windpressung zwei Ventilatoren hintereinander schaltet, so läßt sich die vom Konstrukteur erhoffte doppelte Pressung nur bei geeigneter Ausbildung des Überganges erreichen, den der Wind vom ersten zum zweiten Schaufelrad nimmt. Eine ungeeignete Art der Windführung vermag den Wirkungsgrad des Verbundventilators so herabzusetzen, daß man trotz der doppelten aufgewendeten Antriebsleistung keine höhere Wirkung erlangt, als mit einem der beiden kombinierten Ventilatoren allein.

In dieser Hinsicht sind viele Fehler begangen worden. So findet man z. B. die Verbindung der dem zweiten Flügel vorgelagerten Luftkammer mit der Kammer des ersten Flügels durch einen Ringspalt hergestellt, welcher der vom ersten Flügel erzeugten Preßluft gestattet, auf dem Umfang der ersten Kammer auszutreten und nach der Zwischenkammer zu gelangen. Diese Art der Luftüberführung ruft eine starke Stauung im ersten Flügelgehäuse und einen schädlichen Wirbel im Zwischengehäuse hervor; denn die vom ersten Flügel gegen den Umfang des Gehäuses bzw. der Preßluftkammer

Digitized by Google

geschleuderte Luft wird bei entsprechender, durch die gewölbte Form der Kammerwandung bedingter seitlicher Bewegung gezwungen, unmittelbar umzukehren.

Bei einer anderen Art von Verbundventilatoren sind zwei besondere Flügelräder in unmittelbar nebeneinander liegenden Kammern angeordnet, deren Trennungswand eine zentrale Öffnung besitzt, durch die die vorgepreßte Luft nach der zweiten Kammer gelangt. Die Leistung dieser Verbundventilatoren ist infolge der im ersten Flügelgehäuse hervorgerufenen Stauung der Luft schlecht; denn der Luftstrom wird hier vom ersten Flügelrad gegen den Umfang der Kammer geschleudert, um, dort sich brechend, umzukehren und durch die zentrale Öffnung in der Trennungswand nach dem zweiten Flügelrad zu gelangen, wodurch naturgemäß in der ersten Kammer Wirbel entstehen müssen, die den Gang des Ventilators erschweren und viel Antriebskraft aufzehren.

Wird dagegen bei Verbundventilatoren der zuletzt genannten Art der Bewegungsrichtung der Preßluft Rechnung getragen und diese allmählich nach der Saugöffnung des zweiten Flügels übergeführt, so wird auch jeder schädliche Gegendruck vermieden.

Die in Fig. 150 wiedergegebene Konstruktion, Patent der Firma

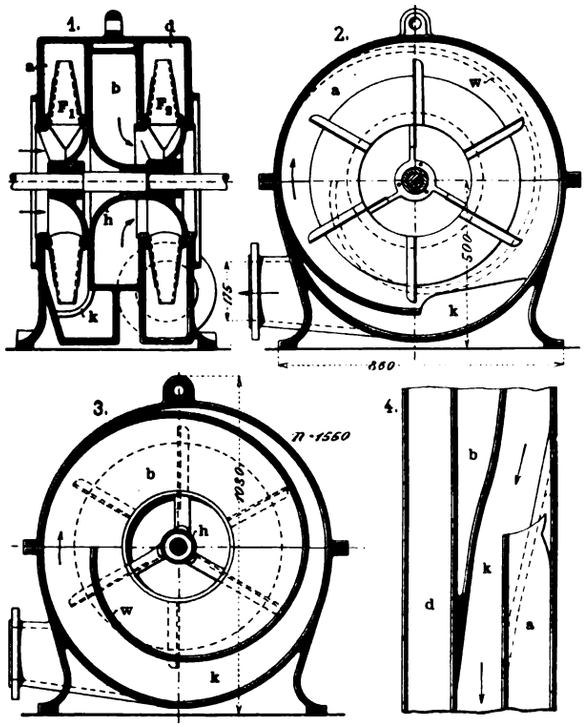


Fig. 150. Z. A.: Verbundventilator.

Carl Enke in Schkeuditz bei Leipzig, bewirkt diese allmähliche Überführung der in der ersten Flügelkammer a erzeugten Preßluft unter tunlichster Entlastung des letzteren Flügelrades nach der Flügelkammer d dadurch, daß die zweite Kammer von der ersten (a) durch eine Zwischenkammer b getrennt ist, die mit der ersten durch einen an der größten Exzentrizität des Ventilatorgehäuses angeordneten Kanal k in Verbindung steht, welcher in schlanker Krümmung verläuft und so den Luftstrom ohne Brechung aus a zur Seite nach b leitet.

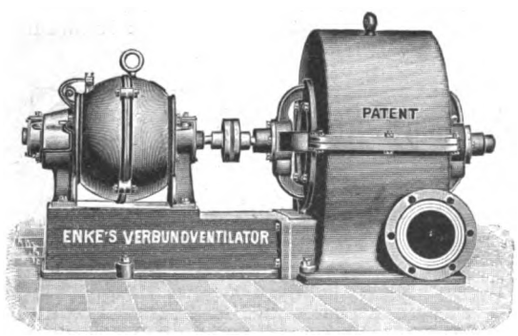


Fig. 151. Z. A.: Verbundventilator.

Skz. 1, Fig. 150 veranschaulicht den Ventilator im Querschnitt; Skz. 2 u. 3 sind verschiedene Längsschnitte des Ventilatorgehäuses, und Skz. 4 zeigt die Abwicklung des Preßluftüberleitungskanals.

Durch eine in der Zwischenkammer b angeordnete spiralförmig verlaufende Wand w wird die Preßluft allmählich der Saugöffnung des zweiten Flügels und damit der Kammer d zugeführt, wie auch durch Anordnung eines der Saugöffnung zugekehrten Konus h auf der Ventilatorwelle eine stoßfreie Luftführung nach der Saugöffnung erreicht werden kann.

Wenn es nun auch vorteilhafter ist, den Konus h sowie die spiralförmig verlaufende Wand w im Zwischengehäuse b vorzusehen, so sind beide Anordnungen nicht unbedingt erforderlich, um die gewünschte Wirkung in der Hauptsache zu erreichen; der wesentliche Bestandteil des Verbundventilators ist vielmehr die Anordnung der Zwischenkammer b und die des seitlichen, in schlanker Krümmung von Kammer a nach Kammer b übergehenden Kanals k an der größten Exzentrizität des Ventilatorgehäuses; denn hauptsächlich durch diese wird eine stoßfreie vorteilhafte Überführung der Preßluft vom ersten zum zweiten Ventilatorflügel erreicht.

Mit dieser Einrichtung ist der Verbundventilator versehen, der sich durch eine im Verhältnis zu der hohen Pressung niedrigen Tourenzahl kennzeichnet. Diese ermöglicht die direkte Kupplung mit Elektromotoren und hat eine Verminderung des Geräusches im Betrieb zur Folge; dieser Ventilator ist bei den einer Pressung von 150 mm entsprechenden Umdrehungszahlen kaum hörbar.

Die beiderseits angeordneten Ringschmierlager haben Kugelbewegung und sind mit Phosphorbronzebüchsen ausgekleidet. Die Flügelräder bestehen aus Stahlguß.

Doppelkegel-Reibungskupplung.

(Mit Abbildung, Fig. 152.)

Nachdruck verboten.

Stoßfreie Ein- und Ausrückung, zuverlässige, von selbst nicht nachlassende Kupplung und möglichst geringer Verschleiß sind die Grundforderungen, denen eine brauchbare Reibungskupplung genügen muß. Bei der neuen Doppelkegel-Reibungskupplung der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann, A.-G. in Chemnitz gesellt sich zu diesen Eigenschaften als weiterer Vorzug die in einfacher Weise durch Nachstellung von außen ermöglichte Regelung des Anpreßdruckes. Die Kraftübertragung wird bei dieser Kupplung, die in Fig. 152 im Schnitt und in Ansicht dargestellt ist, durch zwei Kegelringe mit symmetrischen Reibflächen bewirkt, so daß keine schädlichen Drücke in achsialer Richtung auftreten können.

Das aus zwei miteinander verschraubten Teilen bestehende

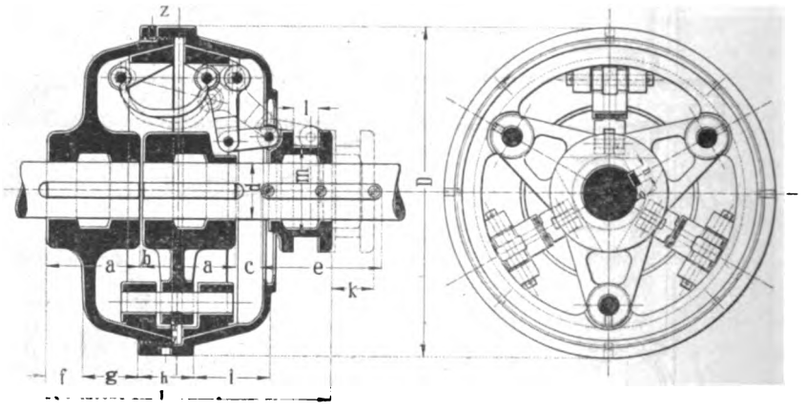


Fig. 152. Z. A.: Doppelkegel-Reibungskupplung.

Gehäuse ist auf der einen — zweckmäßig der treibenden — Welle aufgekeilt. Auf der getriebenen Welle ist dann der Mitnehmer befestigt, der Zapfen als Führung für die Reibungsringe trägt. Durch Federn sind diese Kegelringe untereinander verbunden, und zwar greift die Feder mit ihrem einen Ende an einem in dem einen Ringe gelagerten Bolzen, mit ihrem anderen Ende an einem Bolzen an, der in einem Winkelhebel befestigt ist. Der letztere hat einen festen Drehpunkt im zweiten Ringe und trägt am Ende des längeren Hebelarmes einen Bolzen, an dem der nach der Ausrückmuffe führende Lenker angreift.

Beim Einrücken der Kupplung wird die Muffe nach innen bewegt und durch Kniehebelwirkung zunächst der eine Kegelring in Eingriff mit dem zugehörigen Gehäuseteil gebracht. Dadurch erhält der im Reibungsringe gelagerte Bolzen den Charakter eines festen Drehpunktes, so daß bei weiterer Bewegung der Muffe der andere Reibungsring gegen den zweiten Gehäuseteil gepreßt wird. Nach erfolgter Einrückung liegen die Mitten der drei Bolzen in einer nahezu geraden Linie, so daß Selbstsperrung vorhanden und die Muffe entlastet ist. Beim Entkuppeln wird die Ausrückmuffe nach außen bewegt, wobei sich die Winkelhebel um die noch festliegenden Bolzen des rechten Reibungsringes drehen und den linken Kegelring vom Gehäuseteil abziehen, bis der Ring sich gegen den Mitnehmer stützt. Damit werden die Bolzen im linken Kegelring wieder zu festen Drehpunkten, so daß nun auch der rechte Reibungsring außer Eingriff gebracht wird.

Vor Inbetriebsetzung der Kupplung wird in das nach außen geschlossene Gehäuse, das verhältnismäßig kleine Abmessungen aufweist, Öl in ausreichender Menge eingefüllt, so daß die Reibflächen dauernd in Öl laufen. Die Regelung des Anpressungsdruckes und des davon abhängigen Durchzugsvermögens der Kupplung erfolgt durch entsprechendes Zusammenschrauben der Gehäusehälften. In einer bestimmten Stellung werden die verschraubten Teile durch eine Halteschraube z fixiert, die in entsprechende Nuten am Umfange des linken Gehäuseteiles eingreift.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 10. Begründet von W. H. Uhland. 7. Mai 1908

. Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Die Kraftstation mit Peltonrädern

der **Aluminium-Corporation** in **Conway.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 26 und Abbildung, Fig. 153.)

Nachdruck verboten.

Eine interessante Anwendung des in Amerika so beliebten Peltonrades geben die Zeichnungen auf Tafel 26 wieder. Es handelt sich hier um eine von der Firma Ganz & Co., Eisengießerei und Maschinen-Fabriks-Aktien-Gesellschaft in Budapest für die Aluminium-Corporation in Conway gelieferte Kraftstation, bei der mit Hilfe von vorläufig vier je 1500 PS leistenden Peltonrädern elektrischer Strom mittels 4 × 2 Dynamomaschinen erzeugt wird.

Die vier Aggregate sind in einer Reihe nebeneinander im Maschinenhause angeordnet, das in seinen Dimensionen so bemessen ist, daß noch ein fünftes Aggregat aufgestellt werden kann, wofür die Fundamente schon fertig sind. Sämtliche Turbinen sind für ein Gefälle von 290 m konstruiert und verbrauchen in der Sekunde je 530 l Wasser, das in einem 40″ im Durchmesser haltenden Hauptrohre zugeführt wird. Mit dem Hauptrohre steht jede Turbine durch ein absperrbares Rohr von 300 mm lichter Weite in Verbindung; in das betreffende Rohr ist ein Absperrhahn eingeschaltet, um die Turbinen einzeln vom Hauptrohr absperren zu können. Die Tourenzahl beträgt 450 in der Minute, und jede Turbine ist mit zwei Laufrädern d von 1400 mm Durchmesser ausgestattet.

Die Beaufschlagung jedes Rades erfolgt durch zwei runde Düsen von 70 mm Bohrung, die in einer Ebene sitzend rechts und links an das Zulaufrohr b angeschlossen sind.

Die Regulierung der Räder erfolgt automatisch durch Ausschwenken des Leitapparates und von Hand durch Verstellen der Nadeln i, die den Düsenquerschnitt beeinflussen. Die zur Regulierung benutzte Druckflüssigkeit wird der Hauptdruckrohrleitung unmittelbar entnommen und vor der Verwendung in einem Steuerapparat in kleinen Filtern gereinigt.

Über die konstruktive Ausführung der Räder geben die Details Fig. 4—10 Auskunft. Man ersieht daraus, daß jede Turbine ein vierteiliges Gußgehäuse von 20 mm Wandstärke besitzt, dessen Decke in seinen beiden Teilen mit Hilfe von Flaschenzügen von dem ebenfalls zweiteiligen Fuße abgehoben werden kann. Die Welle f hat in dem Teile, auf dem die beiden Räder d sitzen, 250 mm und im Zapfen 220 mm Durchmesser. Sie verlängert sich auf der einen Seite in Form eines 120 mm dicken Stumpfes bis zum Regulierapparate u und endet auf der anderen Seite in eine Kuppelscheibe von 600 mm Durchmesser und 80 mm Dicke.

Die Scheiben d der Peltonräder sind im Umfang so verdickt, daß sich die Peltonschaufeln e mittels Schrauben sicher daran befestigen lassen.

Die Düsensätze bestehen je aus der stählernen Düse h, dem gußeisernen ⊥-Mittelstück, dem Körper g und der Spindel i.

Die Düsen h sind an den Körpern durch Stiftschrauben festgemacht und so gestaltet, daß sie als Fortsetzung der Körper g erscheinen, so daß jedes Stoßen des Wassers bei seiner Bewegung durch die Düse ausgeschlossen ist und nur eine Kontraktion des Strahles stattfindet. Seitlich ist an jedem Gehäuse g ein Drehzapfen l angegossen, der mit Rücksicht auf Materialersparnis hohl ist. Die beiden Körper oder Gehäuse g sind mit dem ⊥-förmig gestalteten Mittelstück durch stopfbüchsenartige Dichtungen verbunden, wobei kräftige Traversen die beiden Endstücke g am Auseinandergehen hindern und unter sich starr verbinden, so daß eine Bewegung des einen die Bewegung des anderen nach sich zieht. Die Spindeln i werden durch Drehen an den Handrädern m in die Düsen hinein und aus ihnen herausgeschraubt. Zur Verstellung des Düsensatzes bedient man sich eines aus dem Kolben im Zylinder u der Achse v, dem Kulissensteine w, Hebeln r, q und p, sowie der Welle n bestehenden Mechanismus, dessen Glied o am Körper g angreift.

Das Zulaufrohr a liegt außerhalb des Gebäudes in einem 1250 mm tiefen abgedeckten Kanal, das Abschlagwasser dagegen wird in dem unterhalb der Turbine entlang geführten 1990 mm weiten Tunnel c abgeführt.

Die Regulierung der Turbine erfolgt durch einen Kugel- und Gewichtsregulator, dessen konstruktive Ausführung sich mit der eines Dampfmaschinenreglers deckt.

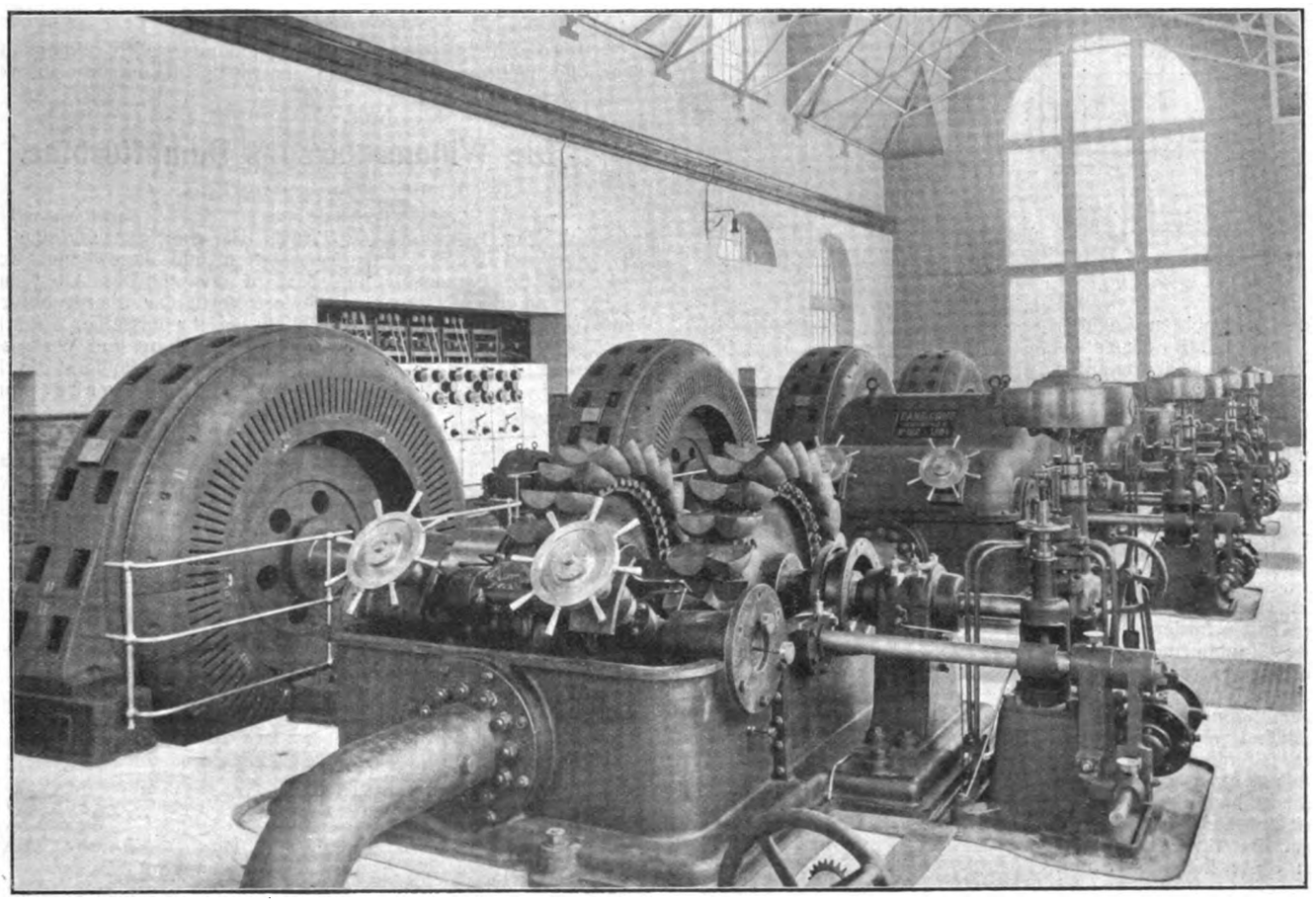


Fig. 153. Z. A.: Die Kraftstation mit Peltonrädern der Aluminium-Corporation in Conway.

Digitized by Google

Ein 48 PS-Peltonrad.

(Mit Abbildungen, Fig. 154—156.)

Nachdruck verboten.

Ein für ein Gefälle von 150 m konstruiertes Peltonrad deutscher Bauart zeigen die Abbildungen Fig. 154—156 und zwar Fig. 155, Skz. 2 in Verbindung mit einer Dynamomaschine n und Erregerdynamo n_1. Das nach den uns von Ing. Otto Graf in Frankfurt a. M. gemachten Angaben von der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co. in Höchst a. Main konstruierte Rad leistet bei 1000 Umläufen in der Minute 48 PS, und sein Laufrad besitzt einen Strahlkreisdurchmesser von 453 mm; es ist mit sechzehn Peltonschaufeln ausgerüstet, die von einer 25 mm weiten dreiteiligen Düse, deren Austritt quadratisch im Querschnitt ist, beaufschlagt werden. Das Mundstück der Düse ist mit Rotguß gefüttert; zum Abschluß und zur Regulierung wird eine segmentartige Blende benutzt, deren Bewegung wenig Kraft erfordert.

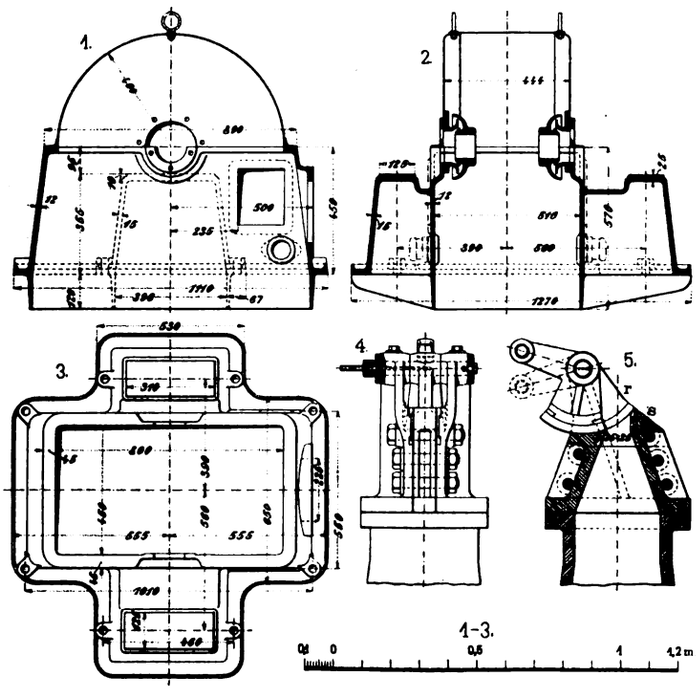


Fig. 154. Z. A.: Ein 48 PS-Peltonrad.

Die Regulierung erfolgt durch einen patentierten Öldruckregler mit selbsttätiger Druckerzeugung, der im wesentlichen aus zwei Rotationskapselpumpen, einem Arbeitskolben, dem Steuerventil, der Rückführung und einem Pendel besteht. Die Betriebspumpen sind für einen Druck bis zu 8 At konstruiert und werden getrennt vom Pendel von der Turbinenwelle aus angetrieben. Druck tritt im Arbeitszylinder nur auf, wenn reguliert werden soll, und er ist immer proportional dem durch das Absperrorgan der Turbine hervorgerufenen Widerstande. Da das Öl nicht zusammenzupressen ist, so wirkt die Regulierung augenblicklich. Die durch die Rotationspumpen aufgezehrte Arbeit ist unbedeutend, da während des Normallaufs der Turbine kein merkbarer Druck innerhalb des Apparates auftritt.

Der Düsenschluß wird in zwei bis drei Sekunden erreicht; seine Dauer ergibt sich aus der Geschwindigkeit der Rotationspumpen. Durch eine Vorrichtung, auf deren Beschreibung hier nicht weiter eingegangen werden soll, läßt sich die Wirkung des Regulators jederzeit aufheben, ohne daß man die Pumpe stillsetzen müßte. Man verbindet einfach die beiden Zylinderenden derart, daß die Drucke auf die Kolbenflächen sich das Gleichgewicht halten.

Um jeden Bruch zu vermeiden, der durch den Eintritt eines harten Körpers in das Düsenorgan der Turbine verursacht werden könnte, ist der Apparat mit einem Sicherheitsventil ausgestattet, mittels dessen der zur Bewegung der Düsenblende erforderliche Maximaldruck begrenzt werden kann.

Über die Regulierfähigkeit des Apparates seien folgende Angaben gemacht. Für Belastungsschwankungen von 10—25% der normalen betragen die Geschwindigkeitsschwankungen weniger als 1—2,5%, und für plötzliche Be- oder Entlastungen von 50% beträgt die Geschwindigkeitszu- oder Abnahme nicht über 6% der normalen. Außer der selbsttätigen Regulierung ist noch eine Handregulierung mittels des hinteren Haspelrades vorgesehen. Zum Übergang von der automatischen zur Handregulierung bedient man sich eines Handgriffes. Der Regulator wird in seiner Regulierarbeit durch ein Stahlguß-Schwungrad von $G D^2 = 120$ kgm² unterstützt.

Zur Verhütung von Druckstößen in der Zuleitung, während der Regulator arbeitet, ist ein automatischer Druckregulator mit dem Geschwindigkeitsregulator zwangläufig gekuppelt. Die Druckstöße werden bekanntlich dadurch ausgeschaltet, daß bei Schließung des Düsenaustrittquerschnittes sich gleichzeitig ein an die Druckleitung angeschlossener Leerlauf öffnet, um sich hierauf wieder selbsttätig langsam zu schließen. Der gleichförmige Bewegungszustand des Aufschlagwassers in dem Zuleitungsrohr wird demnach auf Kosten eines kleinen Wasserverlustes aufrechterhalten und der neue Beharrungszustand allmählich und gefahrlos wiederhergestellt.

Das Leerlauforgan des Druckregulators ist hier als Differential-Schwebekolben mit gewöhnlichem Ventilsitz ausgebildet. Gesteuert wird der Differentialkolben durch ein einfaches Nadelventil. Das Steuerwasser wird vor Eintritt in den Druckregulator durch ein Filter gereinigt. Der automatische Schluß des Nadelventils wird durch eine Spiralfeder bewirkt. Die Zeit, innerhalb welcher sich die Spiralfeder entspannt, kann durch einen Ölkatarakt beliebig reguliert werden, so daß jede gewünschte Schlußzeit des Leerlaufes einstellbar ist.

Die Verbindungsleitung zwischen dem Druckregulator und der Turbinenzuleitung kann durch Absperrschieber unterbrochen werden.

Die Willans-Parsons Dampfturbine.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 24.)

Nachdruck verboten.

Seit der Erfindung de Lavals ist eine ganze Reihe neuer Systeme von Druckturbinen geschaffen und angewendet worden, während die Parsonsturbine, die auf ein gleiches Alter zurückblickt, immer noch die einzige Vertreterin der Überdruckturbinen ist. Das Konstruktionsprinzip blieb bei ihr dasselbe, doch haben natürlich die einzelnen Teile manche Umbildung und Verbesserung erfahren. In den letzten Jahren hat sich besonders die Firma Willans & Robinson, Ltd., Victoria Works, Rugby bemüht, die Konstruktionsteile möglichst zu normalisieren und in gewissen Sinne Massenfabrikation zu ermöglichen. Wie im „Engineering" mitgeteilt wird, konnte die Firma infolgedessen eine 100 KW-Turbine komplett mit Kondensator vier Wochen nach erfolgtem Auftrag liefern, da eben für verschiedene gangbare Größen die Hauptteile: Rotor, Gehäuse, Kondensator usw. vorrätig sind.

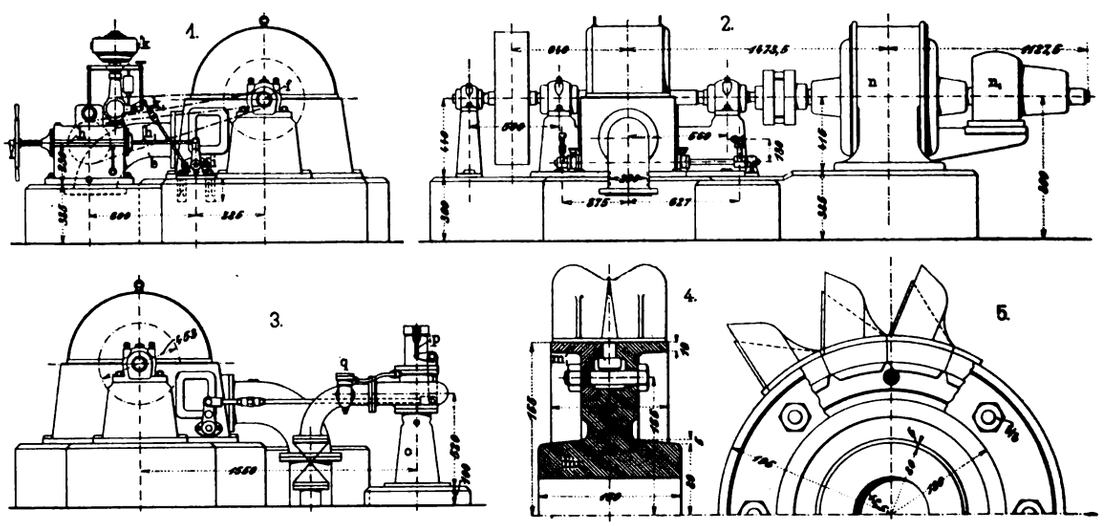


Fig. 155. Z. A.: Ein 48 PS-Peltonrad.

In welcher Weise Willans & Robinson ihre Dampfturbinen für Leistungen aufwärts bis etwa 2000 KW ausführen, ist aus den Fig. 1 bis 3 der Tafel 24 ersichtlich, die eine solche Turbine in Längsschnitt, Grundriß und Endansicht darstellen.

Der Dampf tritt bei a in die Turbine ein und geht, nachdem er in drei Kammern gearbeitet hat, bei c nach dem Kondensator, der zur Sicherung einer gewissen Beweglichkeit auf Federn gelagert ist. Da die Dampfspannung auf dem Wege von a nach c beständig abnimmt, wird auf den Rotor oder die Stufenwalze ein einseitiger achsialer Druck ausgeübt, und um diesem entgegenzuwirken, sind bekanntlich sogenannte Ausgleichkolben vorgesehen, den drei Druckstufen entsprechend drei. Während bei der ursprüng-

Digitized by Google

lichen Parsonsturbine alle drei Ausgleichkolben am Hochdruckende angeordnet waren, sind bei der Willansturbine nur noch der Ausgleichkolben b für die Hochdruckstufe und der Kolben d für die Mitteldruckstufe auf der Hochdruckseite geblieben. Der Ausgleichkolben für die Niederdruckstufe ist dagegen an das Niederdruckende verlegt. Die Rückseite des Hochdruckkolbens steht durch das Rohr h mit dem Austrittsende der Hochdruckstufe in Verbindung, so daß er den in dieser Stufe erzeugten achsialen Druck völlig kompensieren kann. Die Rückseite des Mitteldruckkolbens hat direkte Verbindung mit dem Kondensator; dieser Kolben kann also den achsialen Druck der Mitteldruckstufe und gleichzeitig teilweise noch den Druck der Niederdruckstufe ausgleichen. Der Rest wird durch den Niederdruckkolben aufgehoben, an dessen Rückseite der Dampf durch Kanäle g gelangt. Zufolge dieser Anordnung der Ausgleichkolben kann das Hochdruckende der Turbine einen geringeren Durchmesser erhalten, auch wird, wie weiter unten ausgeführt werden soll, der Dampfverlust an der Niederdruckstopfbüchse (Packung) reduziert.

Das Turbinengehäuse besteht, wie üblich, aus zwei in der horizontalen Mittelebene vereinigten Hälften, deren jede in der Länge dreimal unterteilt ist. Die Bearbeitung auf den Werkzeugmaschinen gestaltet sich dadurch weit übersichtlicher. Da in den Turbinen nur hoch überhitzter Dampf zur Verwendung gelangt, sind die Gehäuseteile ohne alle Rippen und Kernstücke gegossen, um eine möglichst gleichmäßige Ausdehnung zu sichern und einseitige Spannungen und demzufolge Verziehen zu vermeiden. Aus demselben Grunde ist auch die Umschaltleitung y verhältnismäßig entfernt vom Gehäuse geführt; jedes der Verbindungsrohre h und i ist mit einer besonderen Stopfbüchse angeschlossen, um diesen Teilen eine gewisse Ausdehnungsmöglichkeit zu sichern, weil bei

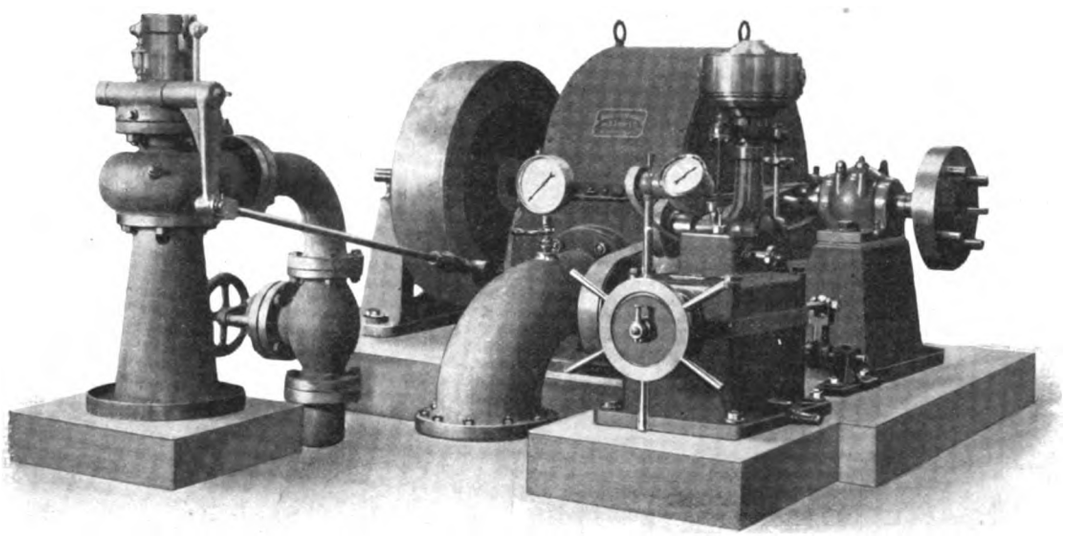


Fig. 156. Z. A.: Ein 48 PS-Peltonrad.

den minimalen Zwischenräumen zwischen Rotor und Gehäuse einseitiger Zug sehr bald ein Anschleifen des Rotors und Zerstörung der Schaufeln verursachen würde. Bei der Bearbeitung der Gehäuseteile wird zunächst der horizontale Stoß vollendet. Die beiden Hälften werden dann zusammengeschraubt und jeder Ring für sich auf der Vertikaldrehbank ausgebohrt. Auf derselben Maschine werden auch die Flanschen abgedreht, die weiterhin nach Schablone gebohrt werden. Peinlich sauberes Arbeiten ist allerdings erforderlich, damit die Mittelachsen der drei Schüsse a_1, a_2, a_3 eine Gerade bilden. Eine solche Herstellung des Gehäuses ergibt den gewichtigen Vorteil, daß jeder einzelne Teil, der beim Bearbeiten Fehler aufweist, ausgewechselt werden kann. Der Rotor wird für kleinere Größen nicht wie üblich aus Gußstahl, sondern aus geschmiedetem Stahl hergestellt, und zwar auf der Hochdruckseite aus einem Stück mit der Welle (Tafel 24, Fig. 16). Zwecks Ausbalanzierens können an den Stellen p besondere, in Fig. 5 veranschaulichte Ringe eingelegt werden. Im allgemeinen jedoch ist diese Maßnahme überflüssig, da der geschmiedete Rotor innen und außen sehr genau konzentrisch abgedreht werden kann. Auf der Niederdruckseite, wo wegen der niedrigeren Temperaturen die Gefahr verschiedener Ausdehnung von Welle und Rotor geringer ist, wird die Welle mittels T-Bolzen, die in eine Nut des Rotors eingreifen, festgeschraubt. Fig. 14 ist ein Schnitt durch die Welle auf der Niederdruckseite, Fig. 15 ein Schnitt durch die Welle auf der Hochdruckseite.

Für Turbinen mit höheren Leistungen als 2000 KW wird aber auch ein Rotor aus Stahlguß verwendet (Tafel 24, Fig. 20). Die Welle ist hier in ein besonderes Stahlgußstück eingezogen, das mit dem Rotor verschraubt wird, und dessen Nabe nur mit Niederdruckdampf in Berührung kommt.

Die auf der Hochdruckseite angewendete Labyrinthdichtung ist in Fig. 23 und 25 dargestellt. In Nuten q des Rotors greifen im Gehäuse befestigte Ringe t, die mit Ausnahme der stählernen am Hochdruckausgleichkolben aus Messing bestehen. Durch Einstellung des Kammlagers werden die Ringe t beinahe zur Anlage an die eine Seite der Nuten q gebracht, so daß der Dampf beim Durchströmen an diesen Stellen außerordentlich stark gedrosselt wird.

Für den Niederdruckausgleichkolben und die Abdichtung v_1 der Welle auf dieser Seite bedient man sich der in Fig. 22 gezeigten Ausführungsform der Labyrinthdichtung. Sowohl die im Gehäuse befestigten Ringe t_1 als auch die auf der Welle angebrachten Ringe q_1 sind gespalten, um die Drosselungsstellen zu verdoppeln. Die Dichtung v_1 ist viel leichter gegen eindringende Luft dicht zu halten als bei den bekannten Parsonsturbinen, da ihre Innenseite nicht mit dem Kondensator in Verbindung steht, sondern durch Dampf von etwa Atmosphärenspannung bestrichen wird. Um das Einströmen von Luft nach dem Kondensator möglichst ganz auszuschließen, wird den Wellendichtungen durch einen Ringraum v_2 Dampf zugeführt, der sich längs der Welle nach beiden Seiten ausbreitet. Allerdings tritt ein Teil dieses Dampfes durch die Labyrinthe nach außen, der Verlust ist aber nur etwa $^1/_3$% des Gesamtdampfverbrauches.

Die Hauptlager der Turbine sind unmittelbar neben den Labyrinthdichtungen angeordnet. Die Laufflächen bestehen aus Weißmetall, das von den Victoria-Works in einem eigenen Verfahren gewonnen wird. Das Weißmetall wird in gußeiserne Schalen eingesetzt, die mittels gedrehter Bolzen verschraubt werden (Tafel 24, Fig. 11, 12 und 13). In vier Aussparungen $r\,r_1\,r_2\,r_3$ der Schalen werden mittels versenkter Schrauben vier Ansätze (Tafel 24, Fig. 17 u. 18) befestigt, nachdem zuvor verschieden starke stählerne Beilagen zwischen Schale und Ansatz eingelegt worden sind. Darauf werden die Ansätze abgedreht, so daß sie in entsprechende Ausbohrungen im Rahmen passen. Bei der Montage der Turbine kann durch Auswechseln der Beilagen Lagerachse und Gehäuseachse justiert werden.

Das Öl zur Schmierung der Lager wird durch eine Bohrung im unteren Ansatz und einen Kanal s in der Gußeisenschale zugeführt (Tafel 24, Fig. 13) und tritt durch einen Spalt im Weißmetall an die Welle. Das aus den Lagern austretende Öl sammelt sich in einem Behälter, geht dann durch einen Kühler l und einen Ölreiniger und wird von einer mittels Schnecke von der Turbinenwelle aus angetriebenen Ölpumpe wieder nach den Lagern gedrückt. Das Kammlager befindet sich auf der Hochdruckseite der Außenseite des Achslagers. Wie aus der Darstellung des Kammlagers in Fig. 26 ersichtlich ist, sitzen die Ringe oder Kämme in einer Muffe, die mittels einer linksgängigen Mutter h_2 mit der Welle verbunden ist. In ein Vierkantloch dieser Mutter (Taf. 24, Fig. 4) greift ein Verbindungsstück i_2, das die Welle i_3 bei der Umdrehung mitnimmt. Auf der Welle i_3 sitzt eine mehrgängige Schnecke, die auf der einen Seite (k) die Regulator- und Tachometerspindel, auf der anderen (s) die Welle der Ölpumpe antreibt (Fig. 27). Schraubt man den Deckel d_1 ab, so kann man die Schneckenwelle herausnehmen.

Anstelle der für Parsonsturbinen üblichen Quantitätsregulierung verwenden Willans & Robinson Qualitätsregulierung durch Drosselung des Dampfes. Das doppelsitzige, entlastete Hauptventil ist in Fig. 8 und 9 der Tafel 24 dargestellt. Es besteht ebenso wie die Ventilsitze aus Gußeisen. Je nach Bedarf wird das Ventil durch einen vom Regulator bewegten Hebel mehr oder weniger angehoben.

Auf Fig. 2, Tafel 24 sieht man, daß von links nach rechts aufeinander folgen: das Anlaßventil w, das Drosselventil x und das Umschaltventil z. Zwischen den beiden letzten ist das Sicherheitsventil vorgesehen, das durch eine mit der Welle rotierende Spiralfeder m beeinflußt wird (Tafel 24, Fig. 1). Steigt die Umdrehungszahl über eine bestimmte Grenze, so überwiegt die Zentrifugalkraft die Spannkraft der Feder; diese spreizt auseinander

Digitized by Google

und trifft gegen einen Hebel m_1, durch dessen Bewegung die Sperrklinke m_2 ausgelöst und das Zahnrad m_3 frei gegeben wird (Taf. 24, Fig. 6). Das letztere steht durch eine Kardanwelle mit einem Drosselventil in Verbindung, das sich nun sofort unter Einwirkung einer Feder schließt (Taf. 24, Fig. 7).

Bei den gewöhnlichen Parsonsturbinen erfolgt die Befestigung der Schaufeln in den Nuten des Rotors und des Gehäuses durch Zwischen- oder Distanzstücke aus Messing oder Bronze, die verstemmt werden. Willans & Robinson setzen die Schaufeln in Grundringe mit Ausfräsungen ein, die in den Nuten des Rotors und des Gehäuses durch Stemmringe gehalten werden (Fig. 21). Die Schaufeln können auf diese Weise sehr genau eingesetzt werden; außerdem hat man ein Mittel, von Reihe zu Reihe den Durchströmungsquerschnitt für den Dampf zu verändern, indem man die Neigung der Ausfräsungen im Grundring ändert. Beispielsweise setzt man in der Hochdruckstufe die ersten Reihen unter 19° und geht allmählich bis auf ungefähr 23°. In der Mitteldruckstufe wird die Schaufelhöhe vergrößert, weshalb man wieder mit 19° anfängt und allmählich bis auf 23° geht. Dasselbe gilt von der Niederdruckstufe. Das Fräsen der Nuten der Grundringe geschieht auf einer Maschine, die ein genaues Einstellen des Winkels ermöglicht. Auf diese Weise kann dem Dampfe in seiner fortschreitenden Expansion entsprechender allmählich größer werdender Durchgangsquerschnitt geboten und eine möglichst vorteilhafte Dampfausnutzung erlangt werden. Die Grundringe für die ersten Reihen der Hochdruckstufe sind aus Stahl, die übrigen aus Bronze.

Die nicht im Grundringe gehaltenen Enden der Schaufeln, wenn man so will: die Kopfenden, werden in Schutzringe von u-förmigem Querschnitt eingelassen, in welche die Löcher für die Lappen der Schaufeln gestanzt werden. Da sich das Material beim Stanzen ausdehnt, werden die Schutzringe in zwei Hälften hergestellt. Der Halbring wird dicht hinter dem eben gestanzten Loch festgepreßt, während das noch zu stanzende Ende nur lose gehalten wird, so daß die ganze Ausdehnung nach dieser Seite geht und die genauen Abstände zwischen den einzelnen Löchern gewahrt bleiben. Um das geeignetste Material für die Schutzringe ausfindig zu machen, sind zahlreiche Versuche angestellt worden. Die jetzt zur Verwendung gelangende Legierung darf als Antifriktionsmetall angesprochen werden. Wenn ein solcher Ring bei der Rotation einmal anstoßen sollte, was wegen der Genauigkeit der Herstellung und der beträchtlichen Steifigkeit des ganzen Gefüges kaum zu befürchten ist, so würde er sich abschleifen, ohne zu feuern.

Die Prüfung des Materials für die Schutzringe erfolgt auf der in Fig. 10 veranschaulichten Vorrichtung. Der Ring n wird auf einen Zylinder aufgespannt und in schneller Rotation an einem Stahlblock n_1 vorbeigedreht, der durch ein bestimmtes Gewicht gegengepreßt wird. Der Grad der Temperaturzunahme, die an einem Thermometer n_2 abgelesen wird, und der Gewichtsverlust

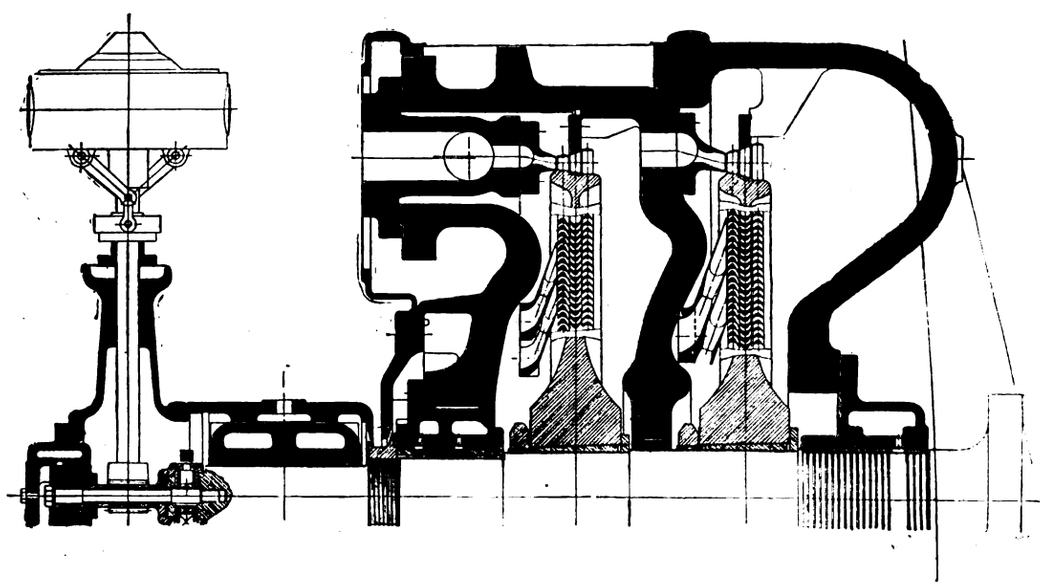


Fig. 157. Z. A.: Die A. E. G. Curtis-Dampfturbine.

des Ringes während eines fünfzehn Minuten dauernden Versuches ist entscheidend für die Brauchbarkeit des Materials.

Die Schaufeln werden aus Streifen, die ihren bestimmten Querschnitt durch Ziehen erhalten haben, auf zwei Maschinen ausgestanzt. Auf der ersten Maschine erhalten sie die aus Fig. 19 ersichtliche Form. Auf der zweiten Maschine wird der Schwalbenschwanz, mit dem sie in den Grundring eingesetzt werden, fertig gemacht. Sind alle Schaufeln in den Rotor und das Gehäuse eingebracht, dann kommen diese Teile auf die Drehbank, wo die Schutzringe und Stemmringe genau abgedreht werden. Das Einsetzen der Schaufeln in Grundringe gibt die Möglichkeit, bestimmte Rotor- und Gehäusetypen auf Vorrat herzustellen, da den wechselnden Betriebsbedingungen durch geeignete Wahl der Einfräsungen in den Ringen Rechnung getragen werden kann.

Die A. E. G. Curtis-Dampfturbine.

(Mit Abbildungen, Fig. 157—163.)

Nachdruck verboten.

Die durch Fig. 159 in ihrer Gesamtordnung veranschaulichte eigentliche (amerikanische) Curtis-Turbine ist eine stehende Freistrahl- oder Hochdruckturbine, bei der beide Flächen des Rades in Dampf von gleicher Spannung laufen. Es herrscht also bei ihr vor und hinter dem Laufrad keine Druckdifferenz. Der Dampfstrahl behält beim Austritt aus der Düse seine zusammenhängende Form, durchströmt so die radialen Schaufeln achsial und wechselt in feststehenden Umkehrschaufeln die Richtung, um einen zweiten Kranz desselben Rades zu durchfließen. Die

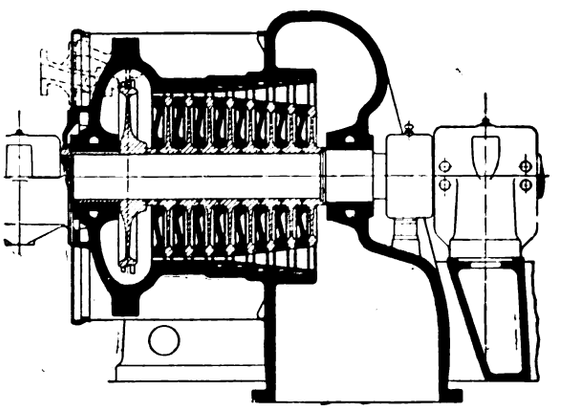


Fig. 158. Z. A.: Die A. E. G. Curtis-Dampfturbine.

richtige Bemessung der Schaufeln und Düsen ist Voraussetzung dafür, daß der Strahl bei Umkehrung nicht zersplittert. Auch weisen die Bezeichnungen „Freistrahl"- und „Gleichdruck" darauf hin, daß große Abstände zwischen Rad und Düse einerseits und Rad und Gehäusewandung anderseits bestehen dürfen; sie beeinflussen die Führung des Dampfes nicht.

Die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin hat nun diesen stehenden Typ zu einem liegenden umgestaltet, der, wie weiter unten gezeigt ist, jenem in mancher Hinsicht vorzuziehen ist.

Aus der Schnittzeichnung, Fig. 157, einer 1000 KW A. E. G.-Turbine ist zu ersehen, daß bei ihr die rotierenden Teile nicht gegen die feststehenden des Gehäuses streifen können und daß eine Zerstörung der Schaufelgrenze durch Anlaufen auch dann unmöglich ist, wenn durch Temperatureinfluß hervorgerufene verschieden große Ausdehnungen der Konstruktionsteile oder sonstige Zufälligkeiten die gegenseitige Lage ändern.

Die mit 300 Touren umlaufende Turbine von 1500 bis 2000 PS-Leistung nutzt das ganze Gefälle von 14 kg/qcm bei 300° Dampftemperatur, bis zum Vakuum in nur zwei Druckstufen aus; sie ist dementsprechend mit zwei Kammern ausgestattet, in deren jeder ein Rad mit zwei Kränzen läuft. Der Strahl hat also zwei Schaufelkränze zu durchströmen, d. h. er arbeitet in zwei Geschwindigkeitsstufen. In dem ersten, dem Hochdruckdüsensatz, setzt sich der Dampf von Kesselspannung in einen Geschwindigkeitsstrahl um, dessen Spannung und Temperatur der des Abdampfes dieser Stufe, also etwa der atmosphärischen Spannung entspricht.

Im zweiten, dem sogenannten Niederdruckdüsensatze expandiert er auf den Kondensatordruck und bildet auf diese Weise wieder einen Geschwindigkeitsstrahl, dessen Energie der in der ersten Stufe ungefähr gleich ist. Der Abdampf strömt dann durch einen weiten Stutzen in den Kondensator.

Eine Verringerung der Tourenzahl kann durch Vergrößerung des Raddurchmessers, Anordnung von drei und mehr Schaufelkränzen oder durch Vermehrung der Druckstufen erreicht werden.

Es ist nämlich nicht möglich das ganze Druckgefälle des Dampfes von Kesselspannung und Überhitzung bis zum Vakuum in einer einzigen Druckstufe ohne Geschwindigkeitsabstufung auszunutzen. Man würde dann eben Umfangsgeschwindigkeiten erhalten, bei denen die zulässige Grenze der Materialbeanspruchung überschritten wird. Außerdem wäre die Ökonomie geringer, der Preis aber wegen der großen Radscheiben höher als bei Verwendung

Digitized by Google

von mehreren Druckstufen. Der Durchmesser eines Turbinenrades verkleinert sich auf ein Drittel, wenn man das gesamte Druckgefälle zwar nur in einer Druckstufe ausnutzt, dem Rade aber drei Reihen von Schaufeln gibt, dem Dampfstrahle also seine Energie durch eine dreifache Geschwindigkeitsabstufung entzieht. Der Wirkungsgrad, auf den Radumfang bezogen, ist beim dreikränzigen Rade allerdings schlechter als beim einkränzigen, an der Welle gemessen dagegen meist besser. Ebenso sind die Hauptabmessungen günstiger, und die Material- und Kostenfrage gestaltet sich vorteilhafter. Wählt man statt einer Druckstufe drei, so steigt der Wirkungsgrad und der Durchmesser der mit zwei Schaufelkränzen versehenen Räder kommt etwa dem des dreikränzigen Rades der Turbine ohne Druckabstufung gleich. Bei Anwendung von drei Druckstufen ohne Geschwindigkeitsabstufung dagegen werden die drei Räder im Durchmesser nahezu zweimal so groß wie die mit doppeltem Schaufelkranze. Diese Geschwindigkeitsabstufung ist die wichtigste Eigentümlichkeit des Curtistyp.

Bei der ersten auf Grund dieses Prinzipes konstruierten liegenden 1000 KW-Maschine hat das erste Rad (vgl. Fig. 158) zwei Kränze, also zwei Geschwindigkeitsstufen.

Bei den neuesten Konstruktionen der A. E. G. enthält der Niederdruckteil eine große Anzahl Druckstufen, aber ohne Geschwindigkeitsabstufung. Indessen sind die einzelnen Druckstufen im Gegensatz zu denen der ersten Turbine, Fig. 158, nicht durch Zwischenböden, sondern wegen der sehr klein gewählten Abstufungen des Druckgefälles, wie es sich für die geringe Umfanggeschwindigkeit der Schiffsturbine ergibt, am Umfange des Schaufelkranzes voneinander getrennt. Die Leitschaufeln des feststehenden Teiles treten bis nahe an den umlaufenden Körper heran, die des letzteren nähern sich den Gehäusewandungen.

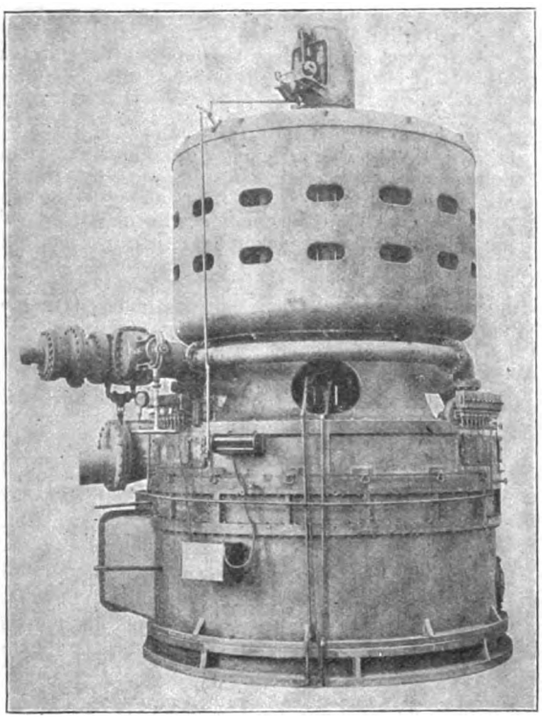


Fig. 159. Z. A.: Die A. E. G. Curtis-Dampfturbine.

Was aber beim Hochdruck und der hohen Temperatur unzulässig ist, erweist sich für das Gebiet des Niederdruckes, wo die Temperatur schon niedrig ist, als angängig. Es ist nicht erforderlich, den entstehenden achsialen Schub durch einen Ausgleichkolben aufzunehmen. Man wählt vielmehr Durchmesser und Anfangsdruck der Trommel so, daß der Schub des Propellers dem Dampfdrucke etwa das Gleichgewicht hält.

Um zum Schluß zu zeigen, daß der neue liegende E. A. G.-Curtisturbinentyp weniger Raum einnimmt, als der stehende amerikanische Originaltyp, sind in Fig. 160 und 162 Vertikalschnitte durch zwei Maschinenhäuser gegeben. Von diesen ist das eine, Fig. 160, ein Schnitt durch die Erweiterung des Kraftwerkes in Rummelsburg. Die Berliner Elektrizitätswerke waren nämlich durch ihren Vertrag mit der Stadt Berlin verpflichtet, jedem im Weichbild der Stadt Berlin auftretenden Bedürfnis nach elektrischem Strom zu genügen. Um diese Bedingung erfüllen zu können, mußten sie die Leistungsfähigkeit ihrer Werke um 36 000 PS erhöhen, zu welchem Zwecke Turbodynamos des liegenden A. E. G.-Curtisturbinentyps gewählt und in der aus Fig. 161 ersichtlichen Weise angeordnet wurden.

Die stehenden Curtisturbinen im Vertikalschnitt, Fig. 162, haben die gleiche Größe wie die des Rummelsburger Elektrizitätswerkes; vergleicht man nun noch den Grundriß Fig. 163 mit dem Fig. 161, so erkennt man, daß auch horizontal gemessen der Raum, den die stehende Maschine der liegenden gegenüber einnimmt, größer ist. (Die Höhenverhältnisse der beiden Maschinenhäuser lassen sich allerdings nicht vergleichen, weil in Rummelsburg das Maschinenhaus nicht mit Galerien, wie das amerikanische ausgerüstet ist, d. h. der neue Curtisturbinentyp der A. E. G. ist der amerikanischen auch in der Raumausnutzung überlegen.)

Zweistufige Francis-Wasserturbine

im **Trisanna-Werk** bei **Landeck.**

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 25.*)

Nachdruck verboten.

Wie aus dem Grundriß Fig. 6 der Tafel 25 hervorgeht, enthält die Kraftstation des sogenannten Trisanna-Werkes zu Wiesberg bei Landeck außer drei einfachen Turbinen EFG und zwei Erregerturbinen CC_1 eine sogenannte Kompoundturbine A. Die letztere ist deshalb interessant, weil sie beweist, das die Anwendung des zweistufigen Arbeitsverfahrens mit Druckwasser sich für den Turbinenbetrieb durchführen läßt. Der Bau solcher Turbinen hat praktisch gegenüber der Verwendung von einkränzigen Turbinen insofern Vorteile, als man größere Leistungen erreichen kann, als mit einkränzigen Turbinen.

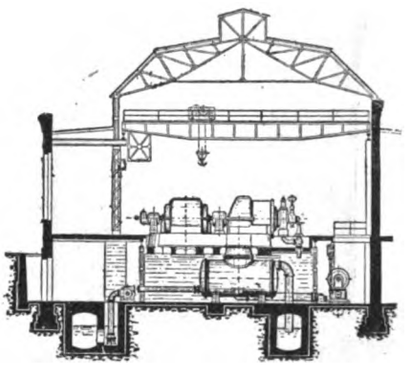


Fig. 160.

Der Vollständigkeit halber sei hier eingeschaltet, daß die drei einkränzigen Turbinen EFG einfache Spiralturbinen mit Finckscher Drehschaufel-Regulierung für je 1500 PS_e-Leistung bei einem Einzelgefälle von 85 m und einer Wassermenge von 750 Sek./l sind. Die Turbinen laufen mit 300 Touren in der Minute in gußeisernen Gehäusen und haben Zulaufrohre von 750 mm lichter Weite. Der äußere Durchmesser der Laufräder stellt sich auf 1660 mm, der innere der Leiträder auf 1670 mm bei einer radialen Breite von 50 mm. Es sind 48 Leitschaufeln vorhanden.

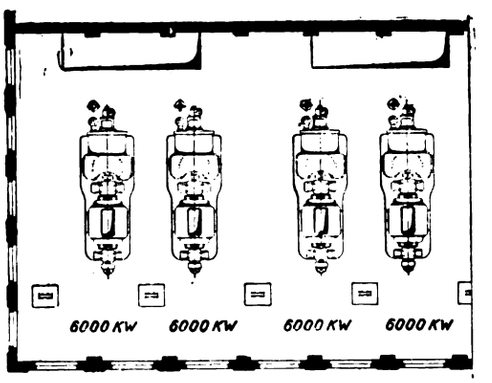


Fig. 161.

Fig. 160 u. 161. Z. A.: Die A. E. G. Curtis-Dampfturbine.

Die Turbinenwellen sind 200 mm dick, und jede Turbine ist mit Hilfe einer sogenannten Isolierbandkupplung mit einem Drehstromgenerator von 1000 KW Leistung gekuppelt.

Die großen Durchmesser für die Laufräder resultieren einerseits aus dem hohen Gefälle von 85 m und anderseits aus den verhältnismäßig kleinen Einheiten von 1500 PS sowie der niedrigen Tourenzahl von 300 i. d. Min. Daraus ergeben sich bei der hohen Wassergeschwindigkeit natürlich große Reibungsverluste. Außerdem entstehen durch die kleine und dichte Schaufelung und das damit verbundene große Einziehen und rasche Ablenken des Wasserstrahles so starke Wirbel, daß sowohl die Flächen der Leiträder und Leitradschaufeln, als auch die Laufräder stark angegriffen wurden.

Diese Tatsache führte beim weiteren Ausbau des Werkes zur Aufstellung der in Fig. 1—5 und 7—8 detaillierten Doppelturbine. Sie ist eine Kombination zweier Francisturbinen in Hintereinanderschaltung, deren Prinzip bereits 1902 von Prof. Dr. Prasil in seinen Vorträgen am Eidgen. Polytechnikum in Zürich angegeben wurde. Die ganze Turbinenanlage ist von der Elektrizitäts-Akt.-Ges. vorm. Kolben & Co. in Prag-Vysocan entworfen und ausgeführt.

Vertragsmäßig sollte der neue Typ bei einem effektiven Gefälle von 85 m und einem Wasserverbrauch von 2250 Sek./l eine Leistung von 1980 PS haben. Die Umlaufzahl der neuen Turbine wurde mit 340 in der Minute festgelegt, und der Nutzeffekt sollte bei voller Beaufschlagung 76%, bei $^3/_4$ 77 und bei $^1/_2$ 72% betragen. Ferner war vorgeschrieben, daß das neue Aggregat auf das vorhandene Fundament einer 1500 PS-Turbine passen müsse.

Aus der Schnittzeichnung Fig. 1 sowie dem Grundriß Fig. 3 ist zu ersehen, daß sich die Turbine im wesentlichen aus zwei

Digitized by Google

gleichgroßen Spiral-Francis-Turbinen zusammensetzt. Das Wasser tritt aus der Hauptrohrleitung, nachdem es einen hydraulischen Absperrschieber von 750 mm lichter Weite passiert hat, in die erste Turbine (c) ein und wird danach durch ein 850 mm weites Umlaufrohr in die Turbine d und von da durch ein vernietetes Blechsaugrohr g in den Abschlaggraben geführt.

Die beiden Spiralgehäuse sind aus Gußeisen zweiteilig hergestellt und verrippt. Jedes Leitrad b e besitzt einen lichten Durchmesser von 1055 mm und 20 drehbare Leitschaufeln aus Stahlguß von 124 mm lichter Breite. Die maximale Öffnung zwischen zwei Leitschaufeln bei vollständig beaufschlagter Turbine beträgt 54 mm. Zum Drehen einer Schaufel bedient man sich besonderer Stahlgußringe.

Die Laufräder sind ebenfalls in Stahlguß hergestellt und enthalten je 19 Schaufeln, ihr Durchmesser außen beträgt 1050 mm und die radiale Eintrittsbreite 130 mm. Die Nabenscheiben der beiden Räder sind vollgegossen, wodurch der Achsialdruck ausgeglichen wird. Die Deckel $i i_1$ sind zweiteilig. Die Leiträder wurden mit Platten aus Bronze ausgestattet, die nach Abnutzung herausgehoben und ausgetauscht werden können. Der Spalt ist ebenfalls mit auswechselbarem Rahmen versehen.

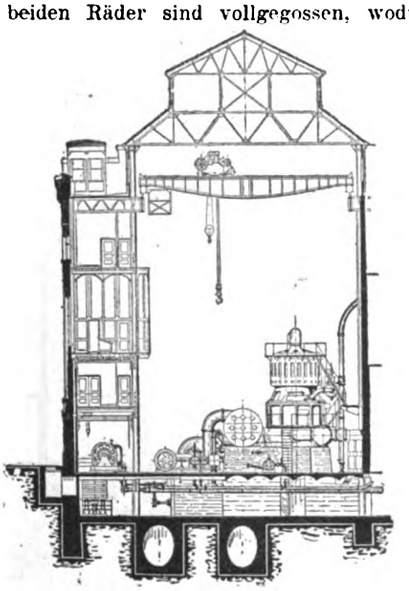


Fig. 162.

Die Turbinenwelle, aus Gußstahl geschmiedet, hat in den Laufrädern 250 mm und im Hauptlager 210 mm Durchmesser. Das mittlere Lager o hat 250 m Bohrung und wird durch eine Ölpumpe unter Druck geschmiert. Die Lager der Turbinenwelle, deren eines in Fig. 5 detailliert ist, sind mit Ringschmierung versehen und daneben für Wasserkühlung eingerichtet. Außerdem ist bei der Turbinenwelle ein zweiseitiges Drucklager mit selbsttätiger Schmiereinrichtung vorgesehen (vgl. Fig. 5), das die event. noch auftretenden Achsialdrücke aufnimmt.

Der Druckregulierapparat hat 300 mm Durchmesser und arbeitet mit Servomotor. Die Regulierung der Turbine erfolgt gleichzeitig durch eine feste Welle von dem selbsttätig arbeitenden Öldruck-Präzisionsregler System Kolben aus. Der Regulator besteht aus einem Differentialkolben von 320 resp. 220 mm Durchmesser samt Preßzylinder, einer Rotationsölpumpe, einem Hartungschen Pendel, dem Regulierventil und der Rückführung. Die Teile des

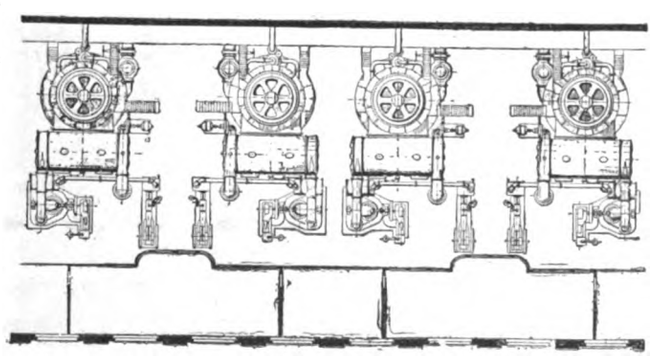


Fig. 163.

Fig. 162 u. 163. Z. A.: Die A. E. G. Curtis-Dampfturbine.

Regulators sind auf einer gußeisernen hohlen Fundamentplatte montiert, die gleichzeitig als Ölbehälter dient.

Außerdem ist an dem Regulator eine Vorrichtung angebracht, die es ermöglicht, die Turbine auch von Hand zu regulieren. Pendel und Ölpumpe werden von der Turbinenwelle durch Riemen angetrieben.

Die beiden Stopfbüchsen zeigen eine charakteristische Ausbildung; mit Rücksicht auf den verhältnismäßig großen Druck, ca. 4,3 At, dem hauptsächlich die auf der Eintrittsseite m ausgesetzt ist, hat gerade diese eine besondere Form erhalten.

Mit der Dynamo B hängt die Turbine durch eine Bandkupplung zusammen.

Zum Schluß sei noch erwähnt, daß durch Versuche die effektive Leistung der Turbine bei voller Beaufschlagung und 85 m Nutzgefälle zu 2380 PS ermittelt worden ist, wobei ein Wirkungsgrad des Generators von 95% zugrunde gelegt ward.

Die Saughöhe stellt sich auf 7,2 m.

Über moderne Wasser- und Dampf-Turbinen.

Von Ingenieur **Paul Hugo Günther** in **Bilbao** (Spanien).

(Mit Abbildung, Fig. 164.)

Nachdruck verboten.

A. Wasserturbinen.

Mehr und mehr werden in der Industrie schnellaufende Motoren verwandt, weshalb sich auch der Wasserturbinenbau diesen Neuerungen hat anpassen müssen.

Bei der Konstruktion der Turbine sind in der Hauptsache zwei Faktoren maßgebend:

1. Der Durchmesser und 2. die Umfangsgeschwindigkeit.

Hohe Touren verlangen kleine Durchmesser. Nun kann man den letzteren nicht ohne weiteres reduzieren oder erhöhen, da einem bestimmten Durchmesser eine bestimmte Wassermenge (Schluckmenge) entspricht. Die Wassermenge, die durch das Rad in der Zeiteinheit hindurchfließt, läßt sich durch die Formel

$$Q = F \cdot c \qquad (1)$$

ausdrücken, worin bedeutet: F den Gesamtquerschnitt aller Leitkanäle und c die Geschwindigkeit, mit der das Wasser diese Leitkanäle verläßt. Hat die betreffende Turbine einen Leitapparat vom Durchmesser D und einer Breite B, so kann man für F auch schreiben: $F = \pi \cdot D \cdot B$.

In der Praxis wird B in einem bestimmten Verhältnisse zu D stehen, etwa: $B = a \cdot D$, so daß man auch schreiben kann

$$F = a \cdot \pi \cdot D^2.$$

Dies in Gleichung 1 eingesetzt, gibt $Q = a \cdot \pi \cdot D^2 \cdot c$.

Das würde die Wassermenge sein, die einträte, wenn keine Leit- und Laufschaufeln vorhanden wären, also bei rein radialer Einströmung (Pelton, Löffelrad); bei allen anderen Turbinenarten haben wir aber Schaufeln unter einem gewissen Winkel (α); man hat also vorstehende Gleichung noch mit $\sin \alpha$ zu multiplizieren:

$$Q = a \cdot \pi \cdot D^2 \cdot c \cdot \sin \alpha. \qquad (2)$$

Unter der Bedingung stoßfreien Eintritts und senkrechten Austritts hat die Eintrittsgeschwindigkeit c folgende Form:

$$c = y \cdot \sqrt{2 g \cdot H},$$

worin y ein Koeffizient ist, der nach der Turbinengleichung den Wert von: $y = \frac{\varepsilon}{2 \cos \alpha \cdot x}$ hat.

Hierin bedeutet ε den hydraulischen Wirkungsgrad und x den Koeffizienten der Umfangsgeschwindigkeit v, der weiter unten entwickelt werden soll.

Die Formel (2) erhält jetzt die Form:

$$Q = a \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \frac{\varepsilon}{2 \cos \alpha \cdot x} \cdot \sqrt{2 g \cdot H} \cdot \sin \alpha.$$

Den freien Querschnitt verengen jetzt noch die Schaufeln, so daß, wenn e den Koeffizienten der Verengung bezeichnet, nur durchgehen:

$$Q = 1 - e \cdot a \cdot \pi \cdot D^2 \cdot \frac{\varepsilon}{2 \cos \alpha \cdot x} \cdot \sqrt{2 g \cdot H} \cdot \sin \alpha. \qquad (3)$$

Um diese Formel auszurechnen und zu vereinfachen, wäre noch der Koeffizient x zu bestimmen; so kämen wir zur Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit und der höchsten zulässigen Tourenzahlen.

Allgemein ist die Umfangsgeschwindigkeit v eines Rades vom Durchmesser D und der Tourenzahl n gleich:

$$v = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} = 0{,}0525\, D \cdot n;$$

andererseits ist aber ganz allgemein $v = x \sqrt{2 g \cdot H}$, sodaß wir schreiben können: $v = x \sqrt{2 g \cdot H} = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} = 0{,}0525\, D \cdot n$.

Setzt man hierin $H = 1$ m und $D = 1$ m, so erhält man die theoretisch höchste erreichbare Tourenzahl zu:

$$n_{max} = x \sqrt{2 g} : 0{,}0525 = x \cdot 4{,}43 : 0{,}0525 = 84{,}5 \cdot x. \qquad (4)$$

Für Turbinen wird $v = x \cdot \sqrt{2 g \cdot H}$, worin:

$x = 0{,}45—0{,}5$ für reine Aktionsturbinen, Pelton- und Löffelräder,
$= 0{,}48—0{,}52$ „ Aktionsturbinen, Girardräder, „
$= 0{,}51—0{,}56$ „ Grenzturbinen und Turbinen mit kleinem Überdruck,
$= 0{,}56—0{,}68$ „ Turbinen mit normalem und mittlerem „
$= 0{,}68—0{,}95$ „ „ „ hohem Überdruck.

Multipliziert man jetzt Gleichung (4) mit x, so erhält man die praktisch erreichbaren Tourenzahlen zu:

$$n_{min} = 0{,}45 \cdot 84{,}5 = 38$$
$$n_{max} = 0{,}95 \cdot 84{,}5 = 80{,}3. \qquad (5)$$

Die vorstehende Entwicklung zeigt, daß der Durchmesser D eines Turbinenrades nichts anderes ist als eine Funktion von Q, während v eine Funktion von H ist; man kann also auch nach (3) schreiben: $D = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \alpha \cdot x}{\sqrt{2 g \cdot \varepsilon \cdot e \cdot a \cdot \pi}} \cdot \frac{Q}{\sqrt{H}}}$.

Digitized by Google

Setzt man jetzt für: $\sqrt{\frac{2\cos\alpha\cdot x}{\sqrt{2g}\cdot\varepsilon\cdot e\cdot a\cdot\pi}} = f_1$, so hat man den einfachen Ausdruck:

$$D = f_1\cdot\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}. \qquad (6)$$

Für die Umfangsgeschwindigkeit v war bereits die Formel $v = x\cdot\sqrt{2g\cdot H}$ entwickelt; setzt man hierin $x\cdot\sqrt{2g} = f_2$, so wird

$$v = f_2\sqrt{H}. \qquad (7)$$

Die vorstehende Entwicklung zeigt aber, daß die Koeffizienten f_1 und f_2 von Fall zu Fall variieren; schreibt man

$$f_1 = \frac{D}{\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}} \quad\text{und}\quad f_2 = \frac{v}{\sqrt{H}}$$

und dividiert f_2 durch f_1, so wird offenbar für eine ganze Reihe von Rädern der Quotient konstant, also:

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{\frac{v}{\sqrt{H}}}{\frac{D}{\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}}} = \text{konst.} = \frac{\frac{\pi\cdot D\cdot n}{60\sqrt{H}}}{\frac{D}{\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}}} = \frac{\pi}{60}\cdot\frac{n}{\sqrt{H}}\cdot\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}.$$

In vielen Fällen ist es indes bequemer, statt mit Gefälle und Wassermenge mit Gefälle und Leistung in PS_e zu rechnen.

Setzt man voraus, daß mit jeder Konstruktion 75% Nutzeffekt erreichbar sind, so schreibt sich die Leistung N_e in PS_e

$$N_e = 10\cdot H\cdot Q,$$

folglich:

$$Q = \frac{1}{10}\cdot\frac{N_e}{H}.$$

Wird dies für Q in der vorhergehenden Gleichung eingesetzt, so ergibt sich:

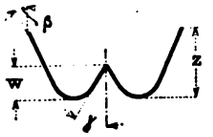
$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{\frac{\pi\cdot D\cdot n}{60\sqrt{H}}}{\frac{D}{\sqrt{\frac{N}{10H}}}} = \frac{\pi\cdot D\cdot n\cdot\sqrt{\frac{N}{10H}}}{60\cdot\sqrt{H}\cdot D} = \frac{\pi}{60}\cdot\frac{n}{\sqrt{H}}\cdot\sqrt{\frac{1}{10}}\cdot\sqrt{\frac{\frac{N}{H}}{\sqrt{H}}}$$

$$= \frac{\pi}{60}\cdot\sqrt{\frac{1}{10}}\cdot\frac{n}{H}\cdot\sqrt{\frac{N_e}{\sqrt{H}}}.$$

Hieraus findet man die Charakteristik der Turbine zu:

$$K = \frac{1}{\frac{\pi}{60}\cdot\sqrt{\frac{1}{10}}}\cdot\frac{f_2}{f_1} = \frac{\frac{\pi}{60}\cdot\sqrt{\frac{1}{10}}}{\frac{\pi}{60}\cdot\sqrt{\frac{1}{10}}}\cdot\frac{n}{H}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}. \qquad (8)$$

Der Wert K variiert nach Baashuus zwischen:



10 u. 20	für Peltonräder	} Aktionsräder,	
50 „ 100	„ Girardvollräder		
60 „ 250	„ achsiale Reaktionsräder	(Jonval),	
50 „ 300	„ radiale „	(Francis).	

Fig. 164. Z. A.: Über moderne Wasser- u. Dampf-Turbinen.

Es sollen jetzt diese Entwicklungen auf die verschiedenen Turbinenarten angewandt werden und zwar in der Weise, daß bei allen der Raddurchmesser D = 1 m gesetzt wird und alle anderen Verhältnisse auf ein Nutzgefälle von H = 1 m bezogen sind.

I. Pelton-Räder.

Für diese Klasse von Rädern fanden wir für die Umfangsgeschwindigkeit $v = x\cdot\sqrt{2gH} = x\cdot\sqrt{2g\cdot 1} = 4{,}43\cdot x$

und $x = 0{,}45$ bis $0{,}5$.

Der Anstellungswinkel muß hier derartig sein, daß der Strahl mit Sicherheit in das Rad gelangt; er kann zu $\alpha = 21$ bis 35^0 gewählt werden. Ferner sei der hydraulische Wirkungsgrad $\varepsilon = 0{,}8$ angesetzt. Dann berechnet sich die Aufschlagsmenge zu:

$$Q_1 = d^2\cdot\frac{\pi}{4}\cdot y\cdot\sqrt{2g\cdot H} = 0{,}785\cdot 4{,}43\,y\cdot d^2,$$

worin d den Düsendurchmesser bedeutet. Dieser kann für das Schaufelrad von 1 m Durchmesser zu etwa 50 bis 80 mm Durchmesser angenommen werden, also d = 0,05 bis 0,08 D = a . D.

Das oben eingesetzt, liefert:

$$Q_1 = 0{,}785\cdot 4{,}43\cdot y\cdot a^2\cdot D^2 = 3{,}38\,y\cdot a^2\cdot D^2.$$

a^2 wird für:	$x = 0{,}45$	$x = 0{,}475$	$x = 0{,}5$
	$a^2 = 0{,}0025$	$= 0{,}004225$	$= 0{,}0064.$

Setzen wir jetzt alle Zahlenwerte ein, so erhalten wir folgende Normalwerte:

I. Pelton-Turbine D = 1 m, H = 1 m.

Bezeichnung Charakteristik des Rades	A	B	C
$K = \frac{n}{H}\cdot\sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}$	11	15	$19{,}8 = \backsim 20$
x = ...	0,45	0,475	0,5
$v = x\cdot\sqrt{2g\cdot H} = x\cdot\sqrt{2g\cdot 1} = 4{,}43\,x$	1,99	2,1	2,22 m
n = x · 84,5	38	40	42,25
α = ...	21°	28°	35°
cos α = ...	0,934	0,883	0,819
ε	0,8	0,8	0,8
$y = \frac{\varepsilon}{2\cos\alpha\cdot x} =$	0,953	0,957	0,978
d = ...	50 mm	65 mm	80 mm
a = ...	0,05	0,065	0,08
$Q_1 = 3{,}38\cdot y\cdot a^2\cdot D^2$	0,0084 D^2	0,0141 D^2	0,0218 D^2
Wassermenge l/sec. bei 1 m = H und D = 1 m ·	8,4	14,1	21,8
Leistung in PS_e pro H = 1 m; $N_e = 10\cdot H\cdot Q_1$ = . . .	0,084	0,146	0,226
Nutzeffekt in %	76%	76,5%	78%
Radiale Schaufelhöhe b_r = .	3,5 d	3,5 d	3,5 d
Achsiale Schaufelhöhe b_a . .	5 d	5 d	5 d
Schaufelteilung t = ...	2,38 d	1,87 d	1,57 d
Gehäusebreite B = ...	18 d	18 d	18 d

Schaufeldimensionen (Fig. 164) $\gamma = 5\text{-}20^0$; $z = 0{,}334\,b_a$; $w = 0{,}222\,z$
$\beta = 15\text{-}20^0$;

Angenähertes Gewicht der kompletten Turbine in Gußgehäuse

$$Gkg = 160\,D_m\cdot\sqrt{Q}\ \text{l/sec} + H + HP$$
$$150\,D\cdot\sqrt{Q} + H + HP$$
$$140\,D\cdot\sqrt{Q} + H + HP.$$

(Fortsetzung folgt.)

Windmotoren (Windturbinen).

(Mit Abbildungen, Fig. 165 u. 166.)

Nachdruck verboten.

Neben dem Wasserrade dürften die Windmühlen mit die ersten motorischen Kraftquellen gewesen sein. Lange Zeit haben sie sich auf der primitiven Entwicklungsstufe gehalten, bis die Holländer anfingen, den Unterbau (Turm) feststehend aufzuführen, so daß nur noch das Dach (Haube) mit den Windflügeln in den Wind zu drehen war, während bis dahin die ganze Mühle auf dem Untergestell (Bocke) gedreht werden mußte. Diese Ausführungsform ist heute nur noch selten anzutreffen, wie auch die poesieumwobene „Holländermühle" sich mehr und mehr verdrängt sieht. Ihr ist neben den vervollkommneten Wasserkraftanlagen, neben der Dampfmaschine vor allem in dem modernen Windmotor, auch Windturbine genannt, die in Bezug auf Kraftausnutzung und Regulierfähigkeit weit höheren Ansprüchen genügt, ein übermächtiger Konkurrent erwachsen.

Mußten bei den alten Windmühlen die Flügel jedesmal erst in den Wind gedreht werden, ehe sie arbeiten konnten, und mußte bei starkem Winde durch Herausnehmen einzelner Flächen aus den Flügeln der übergroßen Kraft des Windes Rechnung getragen und seine Wirkung abgeschwächt werden — Arbeiten, die mühsam und oft gefährlich waren —, so drehen sich die neuen Windräder mit Hilfe einer in achsialer Richtung hinter dem Rade angebrachten Windfahne (Steuer) in den Wind und fangen von selbst an zu arbeiten. Durch eine sinnreiche Einrichtung reguliert der Wind die Flügel selbst, so daß keine Aufsicht nötig ist.

Die schwer zu plazierenden, überlangen Flügel der Windmühle wurden verkürzt und dafür, um möglichst viel nutzbare Fläche zu haben, so viel Flügel aneinander gesetzt, daß ein ziemlich volles Rad entstand, das nur durch Spalten zum Abzuge des verbrauchten Windes unterbrochen war.

Mit der fortschreitenden Durchbildung dieser Konstruktionsprinzipien und allmählichen Vervollkommnung ist auch die Anwendungsmöglichkeit der Windmotoren immer vielseitiger, das Anwendungsgebiet immer ausgedehnter geworden. Die Windturbinen dienen einmal als Pumpmotoren zur selbsttätigen Wasserförderung und dann als Kraft- oder Betriebsmotoren für alle möglichen Zwecke.

Zwei typische moderne Windmotor-Anlagen, die von der Firma Carl Reinsch in Dresden-N. ausgeführt werden, sind in Fig. 165 u. 166 zur Darstellung gebracht. In beiden Ausführungsbeispielen ist der Windmotor auf ein eisernes Turmgerüst montiert. Die Höhe des Turmes richtet sich nach den örtlichen Verhältnissen, da nur ein möglichst wenig zerstreuter und wirbelnder Wind genügend Kraftleistung abgibt. Der Turm ist viersäulig und trägt oben ein großes Podium mit Geländer und einer Fallklappe zum Aufstieg. Darüber ist ein zweites, kleineres Sicherheits-Podium vorgesehen, um den Motor bequem schmieren zu können. Jede Säule ist in einer eingemauerten Fußplatte verankert, der Turm in sich mittels Spannschrauben und Streben abgesteift.

Digitized by Google

Auf dem im Turm befestigten eisernen Zylinder ruht auf starken Rollen das sich leicht nach allen Windrichtungen drehende Fundament des Motors, an dessen hinterem Ende mittels Zahnkranzsteuerung und Schnecke zwei kleine Windräder, — die sogenannte Windrose n —, angreifen und das eigentliche Windrad jederzeit vor den Wind steuern. Diese Steuerung tritt bei großen Motoren an Stelle der Fahne, weil sich diese bei heftigen Windstößen zu schnell hin- und herdreht und die ganze Konstruktion in Mitleidenschaft ziehen würde.

Das Fundament trägt in langen starken Lagern die kräftige stählerne Hauptwelle l, auf der vorn das Windrad montiert ist, während zwischen den Lagern das Kegelrad sitzt, das den Antrieb auf die Motorwelle k überträgt (Fig. 166).

Das eigentliche Gerippe des Windrades bilden zehn Arme, die einen inneren kleinen und einen äußeren großen schmiedeeisernen Ring tragen. Zwischen diesen beiden starken Eisenringen sind die Flügel befestigt und zwar so, daß jeder einzelne sich am oberen und unteren Ende in Spurlagern bewegt und um seine eigene Achse dreht. Im äußeren Ring sind die Spurlager aufgenietet, im inneren nur aufgeschraubt, so daß jeder einzelne Flügel ohne Beeinflussung der Betriebsfähigkeit des gesamten Windrades herauszunehmen und bei etwaiger Abnützung der Spurzapfen das innere Lager nachzustellen ist. Ungefähr in der Mitte wird jeder Flügel durch einen beweglichen Eisenring angefaßt, durch dessen Verschiebung sämtliche Flügel gleichzeitig und gleichmäßig jalousienartig geöffnet oder geschlossen werden. Von diesem beweglichen Eisenring gehen Hebelzüge p nach der Mitte des Rades und greifen gemeinschaftlich an einer auf der Windradwelle verschiebbaren Muffe an. Hier faßt andererseits ein eiserner Ausrückhebel an, von dem ein Draht oder ein Drahtseil nach unten führt, das mit einem am Fuße des Turmes vorgesehenen Handhebel verbunden ist. Durch stufenweises Umlegen des Handhebels, der durch einen Vorsteckstift verriegelt werden kann, ist es möglich, die Flügel nach Bedarf mehr oder weniger gegen den Wind zu stellen. Werden die Flügel in eine solche Lage gedreht, daß sie dem Winde nur die schmale hohe Kante, also keine wirksame Angriffsfläche bieten, so steht das Windrad still, obwohl es dem Winde durch das Steuer entgegengehalten wird.

Um nun auch eine selbsttätige Einstellung der Flügel zu bewerkstelligen, sind auf den Hebelzügen k, die an dem mittleren beweglichen Eisenring angreifen, Schwunggewichte befestigt. Vermehrt sich bei starkem Winde die Geschwindigkeit des Rades, so haben die Reguliergewichte durch ihre Zentrifugalkraft das Bestreben, nach außen zu fliegen, und ziehen dadurch die Hebelvorrichtung an, die ihrerseits in demselben Grade die Flügel ausrückt und dem Wind gerade nur soviel Angriffsfläche läßt, als für eine bestimmte Umdrehungszahl notwendig ist. Läßt der Wind und damit die Geschwindigkeit des Rades wieder nach, so gehen auch die Gewichte wieder zurück, die Flügel rücken ihre Angriffsflächen wieder mehr in den Wind, und das Rad läuft mit gleicher Umdrehungszahl weiter, solange ausreichend starker Wind weht.

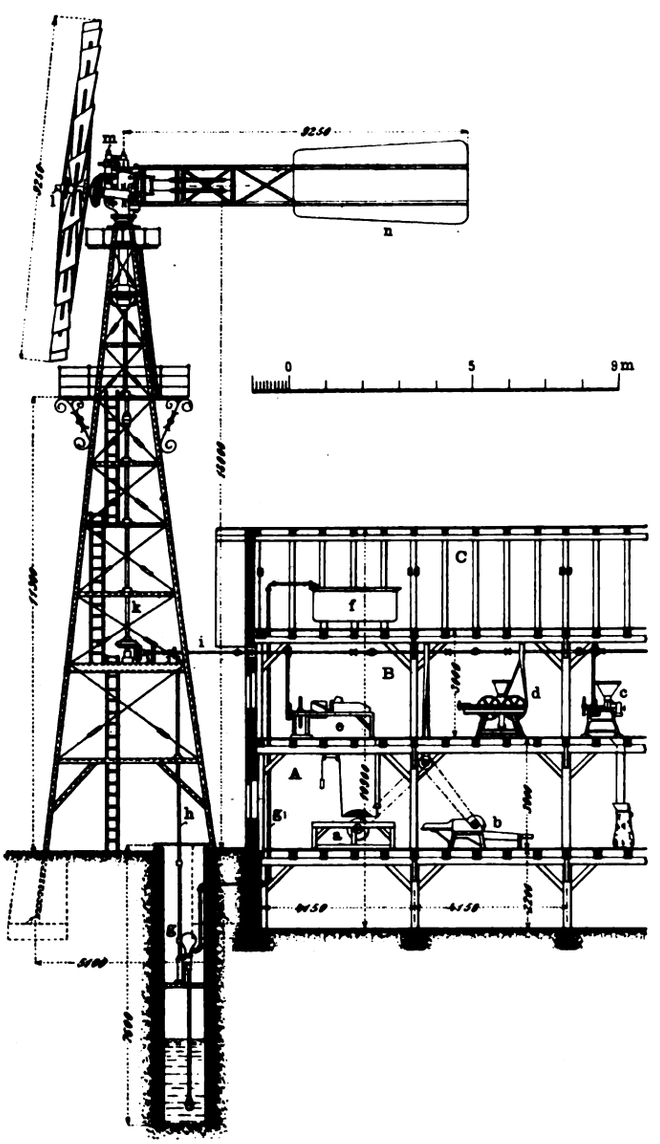


Fig. 165.

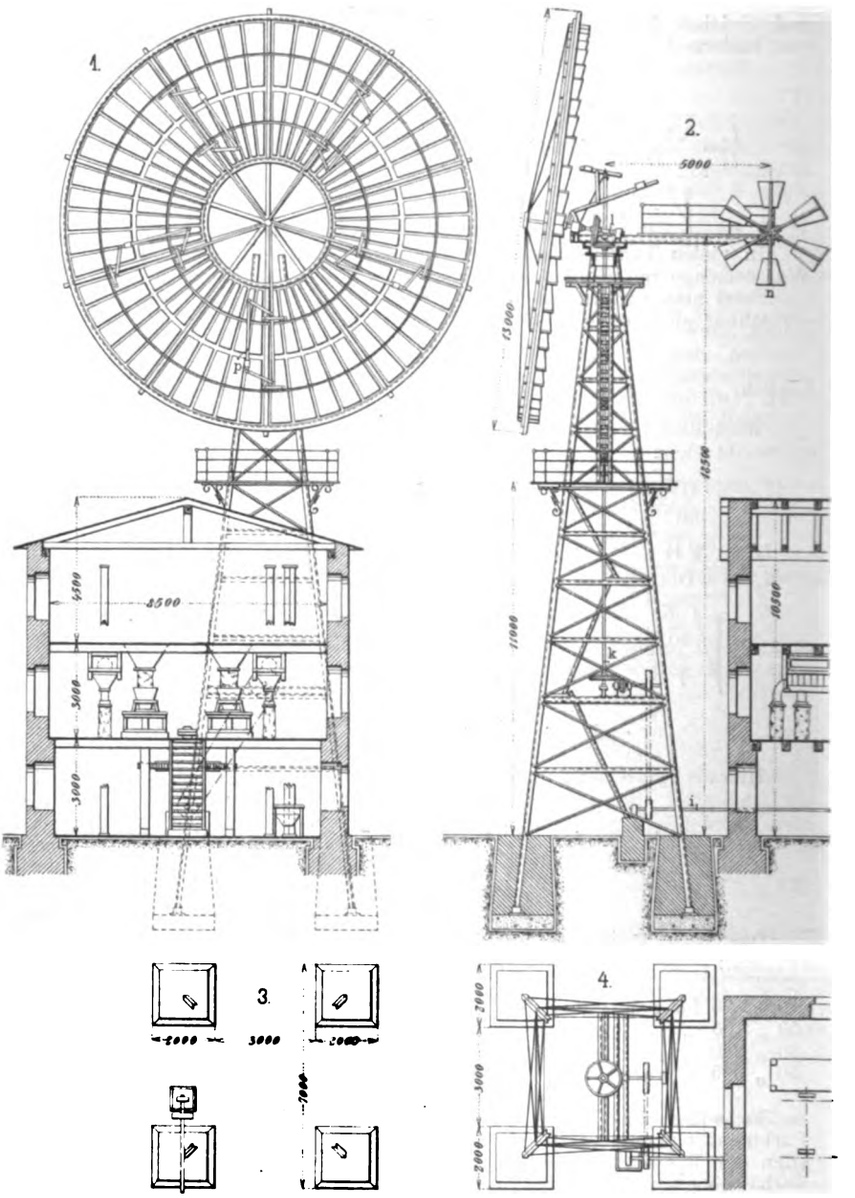


Fig. 166.

Z. A.: Windmotoren (Windturbinen).

Während also bei diesem System die Flügel beweglich im Rade angeordnet sind, ist bei dem in Fig. 110 dargestellten Reinsch-Patent-Stahlwindmotor das Windrad ein starres Ganze. Hier sind die schaufelförmig gewölbten und verdrehten Stahlblechflügel, deren Form bestimmt ist, den Winddruck zu größter Arbeitsleistung auszunutzen an das Radgestell festgenietet. Die Drehbewegung des Windrades wird durch ein konisches Räderpaar auf einen im Motorkörper gelagerten Wellenstumpf m und von diesem mittels Stirnräderpaar nach der Motorwelle k übertragen. Von dieser wird die Kraftleistung durch ein Kegelräderpaar abgenommen und über eine Welle i nach einem in drei Stockwerken angeordneten landwirtschaftlichen Betriebe geleitet. Mittels entsprechender Riemenvorgelege können im Erdgeschoß A eine Kreissäge a und eine Dreschmaschine b, im ersten Stock B eine Schrotmühle c, eine Quetschmaschine d und eine Häckselmaschine e angetrieben werden. Auf

Digitized by Google

der Transmissionswelle i sitzt noch eine Kurbelscheibe, von der aus das Gestänge einer Pumpe g bewegt wird, die nach einem im Obergeschoß C vorgesehenen Behälter f fördert.

Beim Saxonia-Stahlwindmotor erfolgt das Drehen vor den Wind durch ein ebenfalls aus Stahlblech hergestelltes Steuer. Eine kleine Seitenfahne verursacht bei starkem Winde eine geringere oder größere Drehung des Triebrades aus der Windrichtung, wodurch dem Winde eine kleinere wirksame Angriffsfläche geboten wird. Beim Nachlassen des Windes wird durch Feder- oder Gewichtswirkung die Ebene des Triebrades wieder senkrecht zur Ebene des Steuers gestellt.

Will man das Windrad außer Betrieb setzen, so zieht man mittels eines nach dem Fuße des Turmes geführten Hebelzuges die Windfahne in eine zur Fläche des Windrades parallele Lage. Dieses dreht sich dann so, daß es dem Winde nur noch die seitliche hohe Kante bietet und still steht. Eine beim Umklappen der Windfahne in Tätigkeit gesetzte Bremse verhindert eine weitere Drehung des Rades.

Maihak-Indikator und Hubverminderer.

(Mit Abbildungen, Fig. 167—170.)

Nachdruck verboten.

Schon im „Supplement" zum „Praktischen Maschinen-Konstrukteur" im Jahre 1902 nahmen wir Gelegenheit, auf die wichtigeren Details des Maihak-Indikators hinzuweisen. In der Zwischenzeit sind jedoch an diesem Indikator solche Veränderungen

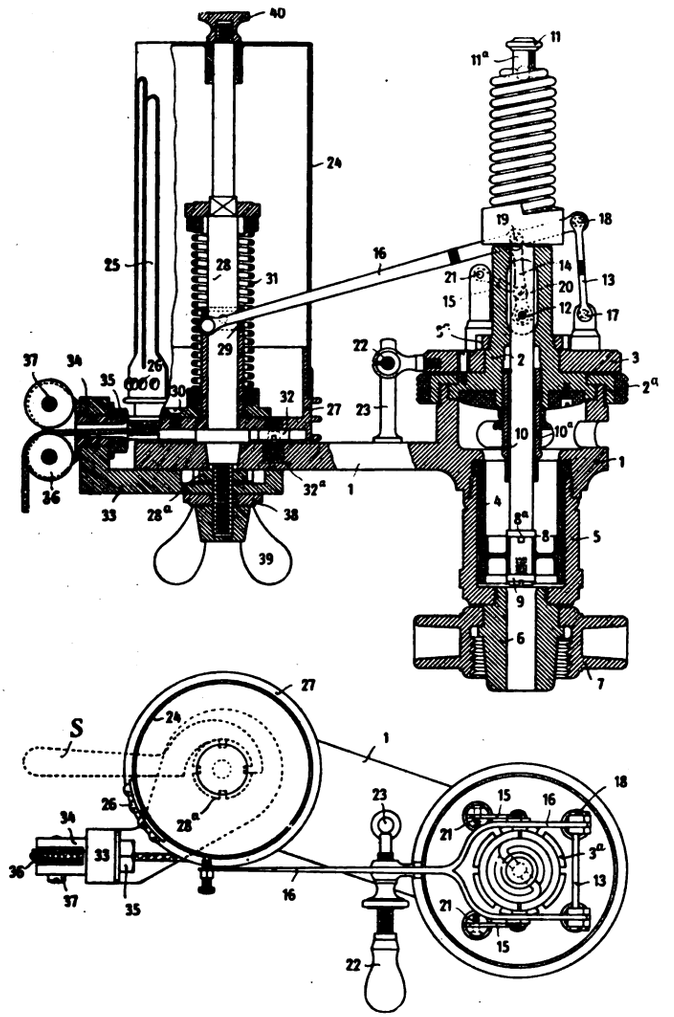
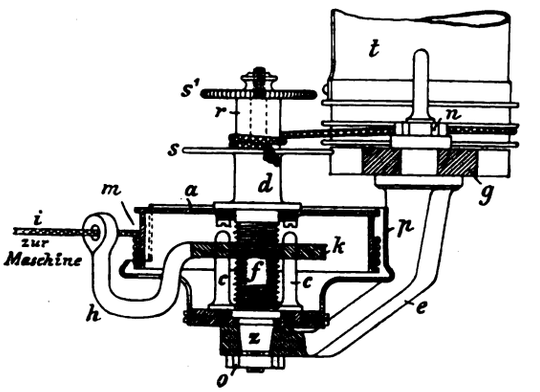


Fig. 167. Z. A.: Maihak-Indikator und Hubverminderer.

vorgenommen, daß es angebracht erscheint, auf das inzwischen auch patentierte Instrument zurückzukommen.

Zunächst sei erwähnt, daß der Indikator für die Indizierung von Dampfmaschinen, hydraulischen Maschinen, Kompressoren, Gas- und Gebläsemaschinen zu brauchen ist. Der Grundgedanke des Maihak-Indikators ist darin zu suchen, daß der Federträger das Schreibgestänge umgibt. Durch den auf diese Weise bedingten Aufbau wird allerdings, und das war auch bei der älteren Konstruktion Maihaks der Fall, die Kolbenstange verhältnismäßig lang, die schwingenden Massen ziemlich groß, und infolge der wechselnden Wärme- oder sonstiger Einwirkungen durch Verziehen des Federträgers kann Reibung in der Führung der Kolbenstange entstehen. Alles das hat nun Maihak bei seinem neuen Indikator dadurch vermieden, daß er das Schreibgestänge den Federträger umgeben läßt.

Wie Fig. 167 zeigt, ist der Federträger 2 zentrisch zur Kolbenstange 10 angeordnet und besteht mit dem Indikator-Schlußdeckel aus einem auf der Drehbank herzustellenden Stück. Dieses ist kurz und verzieht sich nicht in der Wärme, so daß die genaue Führung der Kolbenstange auf die Dauer gesichert ist. Durch einen Längsschlitz im Federträger 2 wird ein Teil der Kolbenstange 10 freigelegt behufs Kupplung mit dem Schreibgestänge 13, 16 usw.



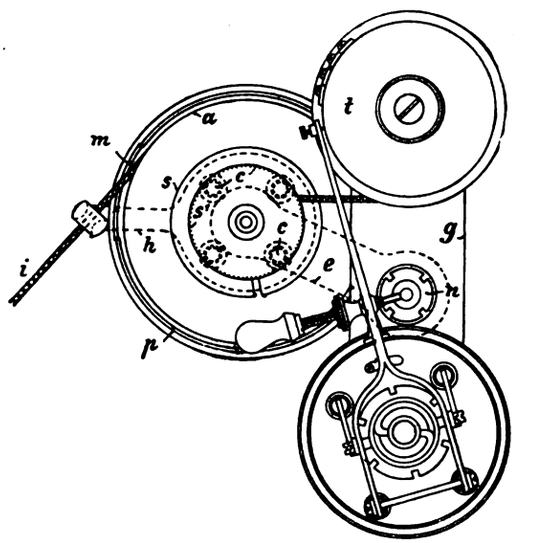


Fig. 168. Z. A.: Maihak-Indikator und Hubverminderer.

mit Hilfe des Stiftes 12. Das Schreibgestänge, Fig. 169, hat die Grundform des Crosby-Schreibzeuges mit einer Übersetzung 1 zu 6 und garantiert eine einwandfreie Geradführung und Proportionalität. Der Schreibhebel 16 ist unter Verdoppelung der Lenker gegabelt und in einem Stück hergestellt. Das Schreibzeug ist eine vom sogenannten Storchschnabel abgeleitete Geradführung. Denkt man sich an Stelle des Gegenlenkers 15, Fig. 169, ein zur Stange 16 paralleles Verbindungsglied 15 a eingeschaltet, so liegt der reine Storchschnabel vor; jede Bewegung des Punktes 12 würde alsdann durch den Schreibstift genau proportioniert vergrößert werden. Da aber der Punkt 12 bei dem Indikator als ein Punkt der Kolbenstange nur eine geradlinige Bewegung ausführen kann, so müßte die Bahn des Schreibstiftes ebenfalls geradlinig sein. Nun liegen aber die Punkte 17 und 17 a sehr nahe an 12, weshalb es ratsamer erscheint, statt des Lenkers 15 a den Gegenlenker 15 anzuwenden, dessen Drehpunkt und Länge so gewählt sind, daß der Krümmungsradius der Bahn des Punktes 20 innerhalb des nutzbaren Kolbenhubes durch den Gegenlenker 15 verwirklicht ist. Auf diese Weise wird erreicht, daß die durch den Schreibstift bei stillstehender Trommel aufgezeichnete Linie von der mathematischen Geraden innerhalb des beim Indizieren ausgenutzten Kolbenhubes nicht merklich abweicht. Die Punkte 17, 12 und die Spitze des Schreibstiftes liegen stets auf einer Geraden, so daß die Bewegung von Kolben und Schreibstift genau proportional zueinander erfolgen muß. Eben diese Anordnung gibt aber dem Gestänge die erforderliche Stabilität. Das federnde freie Ende des Schreibhebels nimmt Schreibstiftandruck auf, die Schreibzeuggelenke bleiben frei von Seitendruck und behalten reibungsfreies Spiel. Das Gestänge kann infolgedessen leicht gehalten werden und ist in allen seinen Teilen bequem zugängig; im übrigen findet es auf der gutgeführten Drehscheibe 3 seine Lagerung. Der Schlitz im Federträger gestattet eine ausreichende Bewegung des Schreibgestänges durch den Griff 22. Die gut isolierte Überwurfmutter 2 a hält den Zylinderdeckel und die auf ihm ruhenden Teile sicher gelagert. Löst man sie ein

Digitized by Google

wenig, so kann das Schreibgestänge im Kreise herum bewegt werden. Ebenso ist das Instrument durch Umdrehen des Kopfes und der Trommel aus einem rechtshändigen in ein linkshändiges umzuwandeln und umgekehrt. Das ist eine wichtige Eigenschaft des von H. Maihak, Fabrik für Armaturen und technische Maßinstrumente in Hamburg konstruierten Indikators.

Schraubt man die Überwurfmutter 2a ab, so kann der ganze Oberteil samt Feder 31, Kolbenstange 10 und Kolben 8 herausgehoben werden. Die Kolbenstange 10 ist hohl in einem Stück ohne Lötung hergestellt und kann nach Lösen des Stiftes 12 frei nach unten herausgezogen werden. Der Kolben besitzt 20,27 mm Durchm.; zur Hubbegrenzung dient der verstellbare nicht mitschwingende Anschlag 16a. Der Zylinder 4 hängt frei, vom Dampfe umspült. Man kann ihn auswechseln und an seine Stelle sogenannte $^1/_2$, $^1/_5$ und $^1/_{10}$ Kolben einsetzen, von denen der $^1/_2$ Kolben für Drücke bis 40, der $^1/_5$ Kolben für Drücke bis 100 und der $^1/_{10}$ für solche bis 200 kg/qcm zu verwenden ist, während der normale Kolben für Drücke bis 20 kg/qcm genügt.

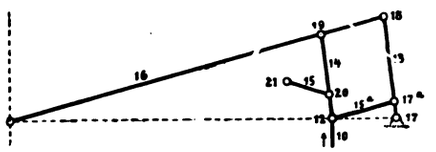


Fig. 169. Z. A.: Maihak-Indikator.

Die Feder des Maihak-Indikators charakterisiert sich als eine für Beanspruchung durch Zug umgebaute Crosbyfeder. Die Enden der doppelt gewundenen Feder sind auf einen inneren Dorn geschraubt und durch eine mit dem gleichen Muttergewinde versehene Schraubkappe fest umschlossen. Die oberen Profile von Dorn und Kappe zeigen einander gegenüberliegende Ecken an den Stellen des Eintritts der Federenden. Auf diese Weise wird eine starre Befestigung geschaffen, so daß der Federdraht sich bei Beanspruchung durch Zug oder durch Druck nur um diese hervorstehenden Ecken bewegt und Fehler infolge ungenügender Befestigung der Federenden ausgeschlossen sind. Die Feder ist so eng gewickelt, daß sie im Ruhezustande annähernd die Form einer zusammengedrückten Druckfeder zeigt. Dadurch wird die Zahl der Windungen größer und der Hub pro Windung und dadurch die Änderung des Durchmessers so gering, daß kein Einfluß auf den Federmaßstab wahrnehmbar ist.

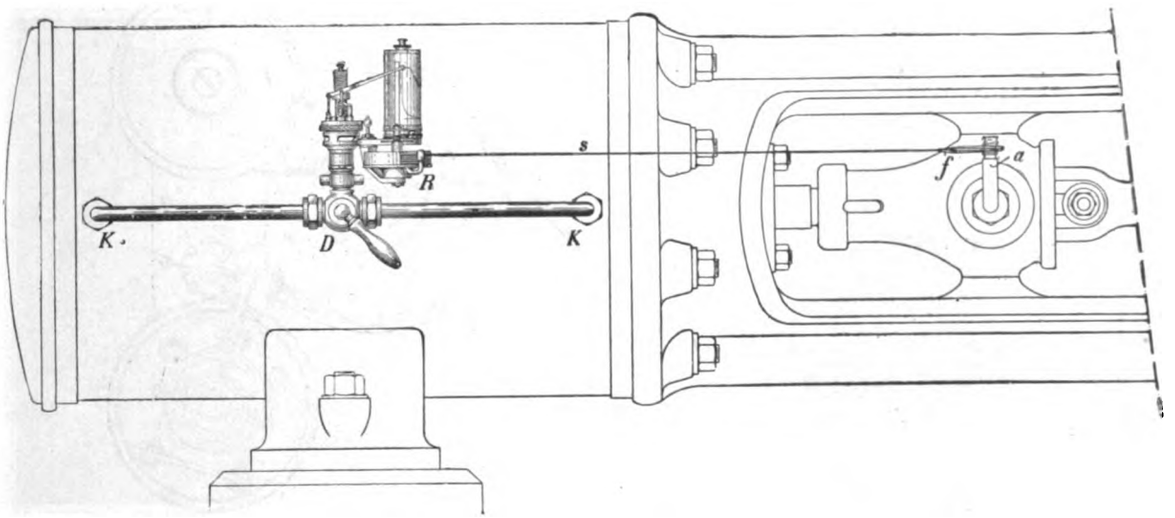


Fig. 170. Z. A.: Maihak-Indikator und Hubverminderer.

Von den noch nicht erwähnten Buchstaben der Fig. 167 bezeichnet 1 ein Trommellager, 3 die Drehscheibe, 3a die Mutter dazu, 5 den Dampfmantel, 6 den Anschlußkonus, 7 die Anschlußmutter, 8a den Haltestift für den Kolben, 9 die Kolbenschraube, 11a den geschlitzten Drehkopf, 13 den Schwinghebel, 14 das Kuppelgelenk, 24 den Papierzylinder, 25 den Papierhalter, 27 das Trommelunterteil, 28 die Trommelachse, 30 die Schraube zum Federfuß, 32 die Trommeleinschlagscheibe, 33 den Winkel zum Wellenhalter, 34 den Kolben zum letzteren, 35 die Mutter zum Kolben, 36 das Röllchen zum Rollenleiter, 39 die Flügelmutter und 40 den Halteknopf.

Für die Hubreduktion hat Maihak neuerdings die ihm patentierte „Maihak-Rolle" konstruiert, deren Einrichtung aus Fig. 168 zu ersehen ist.

Der neue Rollenhubverminderer zeigt als wesentliches Merkmal die Anordnung seiner Achse parallel zur Indikator-Trommelachse. Ebenso fällt die eigene Rückdrehfeder mit ihrer schädlichen schwingenden Masse und damit die Störung durch Federbruch fort. Der Winkelarm e ist am freien Teile des Trommelträgers g (Fig. 168) und l (Fig. 167) mit Hilfe der Mutter n verstellbar befestigt und trägt mittels eines senkrechten Drehzapfens z die mit der Drehhülse d verbundene Schnurtrommel a aus Aluminium. Der genaue und reibungslose Lauf ist durch entsprechende Lagerung gesichert. Die Hülse d ist mit der Scheibe k des Schnurführungsarmes h durch Gewinde f verbunden. Da die Scheibe k durch die Stifte c senkrecht geführt ist, so verschiebt sich der Arm h bei der Drehung der Hülse d um das Maß der Schnurdicke, so daß die einzelnen Windungen der Schnur i nicht übereinander laufen können. Die Schnur verläßt vielmehr die Rolle a, tangential durch einen Schlitz m der Schutzkapsel p, die mit dem Arm h nach Lösen der Mutter o im Kreise verstellt werden kann. Nach Entfernen der am Achsenende aufgeschraubten Scheibe s_1 wird je nach dem Hub der Maschine eines der Röllchen r auf den Fortsatz der Hülse d geschoben und mit Hilfe der Scheibe s_1 wieder befestigt. Die Hülsen r sind so bemessen, daß die Diagrammlängen immer annähernd gleichgroß werden, vorausgesetzt, daß man das zu dem Hub passendste Röllchen gewählt hat. Die Indikatorschnur wird einmal um das Röllchen herumgeschlungen und dann mittels eines Kastens in einen Schlitz in der Scheibe s_1 befestigt.

Wie man aus Fig. 168 sieht, wickelt sich die Trommelschnur ohne die sonst üblichen Schnurführungsrollen geradlinig unmittelbar auf die Reduktionsröllchen r auf. Beim Einpassen der Trommelschnur r lassen sich kleine Differenzen der Schnurlänge durch Entfernen oder näher Heranschieben der Rollenachse an die Trommelachse nach Lösen der Mutter n ausgleichen.

Bei der eben beschriebenen Neuanordnung fällt also die eigene Rückdrehfeder fort, ebenso die Schnurführungsrollen; die schwingenden Massen sind sehr klein, die Schnurleitung ist kurz und ohne die durch die Schnurführungsrollen hervorgerufene Knickung. Daher dehnt sich die Indikatorschnur nur wenig, und Reißen ist nahezu ausgeschlossen. Der Eingriffshebel am Indikator ist gering, und daraus folgt die Verwendbarkeit der „Rolle" selbst bis zu 1000 Hüben in der Minute; auch kann sie stets mit dem Indikator verbunden bleiben. Im Gegensatz dazu ist es indes auch möglich, die federlose Rolle am Maschinengestell mit Hilfe einer kleinen Hülse, einer Stange und eines kleinen Ringes anzubringen.

Wenn es nun auch im allgemeinen besser ist, an jedem Zylinder einen Indikator anzubringen, so gibt es doch Fälle, wo man gern mit nur einem Indikator beide Zylinderenden indizieren würde. Diesem Wunsche hat Maihak durch Konstruktion eines eigenartigen Dreiwegehahnes Rechnung getragen. Man setzt den Indikator einfach auf den Dreiwegehahn (Fig. 170) und verbindet diesen durch Bogenrohre mit den Zylinderenden KK (Fig. 170).

Die Diagramme von beiden Zylinderenden erscheinen dann auf ein und derselben Karte. Man darf es riskieren, den Indikator unmittelbar auf den Indikatordreiwegehahn zu setzen, weil dieser zugleich Absperrhahn ist. Der sogenannte Indikator-Hahn kann also hier wegfallen.

Die Entwässerung erfolgt durch eine winklige Bohrung im Hahnkücken, die abwechselnd mit zwei gleichgroßen radialen Bohrungen in der nach unten gerichteten Wandung des Hahngehäuses in Verbindung kommt.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Dampfturbinen-Spurlager.

(Mit Abbildungen, Fig. 171 u. 172.)

Nachdruck verboten.

Wie bei den Wasserturbinen, so muß auch bei Dampfturbinen auf die Ausbildung des Spurlagers besondere Sorgfalt verwendet werden. In „Mémoires et Compte Rendu des Travaux de la société des ingénieurs civils de France" sind zwei Ausführungsformen eines solchen Spurlagers beschrieben. Fig. 171 zeigt ein Ringspurlager mit Wasserschmierung für eine 1600 PS-Turbine. In Ausbohrungen im unteren Ende b der Turbinenwelle greifen Zapfen c, die in der rotierenden gußeisernen Spurplatte d festsitzen. Diese dreht sich auf der gleichfalls gußeisernen ruhenden Spurplatte e, die durch Bolzen f in der Pfanne g festgelegt ist. Durch die mit dem Turbinengestell h verschraubte Pfanne ist ein kräftiger Schraubenbolzen hindurchgeführt, durch dessen Drehung die Höhenlage der Welle innerhalb kleiner Grenzen eingestellt werden kann. Das Wasser zur Schmierung des Spurlagers wird durch ein Rohr i,

Digitized by Google

das durch Schraubenbolzen und ruhende Spurplatte hindurchgeführt ist, in einen Hohlraum gedrückt, der durch zentrische Ausdrehungen auf den einander zugekehrten Flächen der beiden Spurplatten gebildet ist. Die Pressung des Wassers wechselt nach der Größe der Turbine; sie soll ausreichend sein, um den rotierenden Teil leicht anzuheben, so daß die Drehung in gewissem Sinne auf einer Wasserfläche erfolgt.

Man kann die erforderlichen Drucke etwa festsetzen zu:

18 bis 20 kg/cm² für Turbinen von 1500 PS.
25 bis 30 kg/cm² für Turbinen von 4000 PS.
35 bis 40 kg/cm² für Turbinen von 6500 PS.

Unmittelbar über dem Spurlager ist ein Führungslager mit Lagerschalen aus Pockholz oder Weißmetall angeordnet. Die Schmierung wird von dem durch das Spurlager gepreßten Druckwasser bewirkt, das nach dem Austritt aus dem Führungslager nach dem Kondensator geleitet wird.

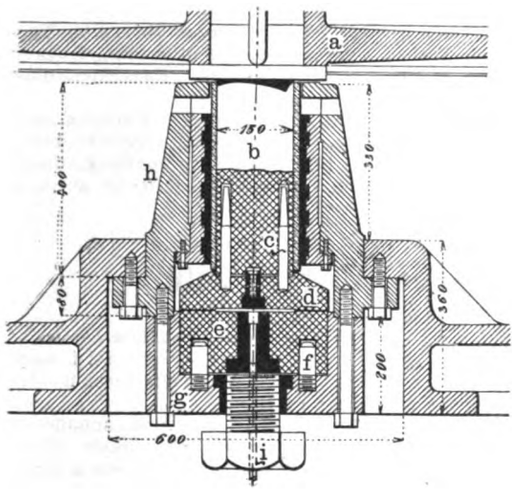


Fig. 171. Z. A.: Dampfturbinen-Spurlager.

Die Wasserschmierung hat auf den ersten Anschein etwas sehr Verlockendes: Die Kosten des Schmiermaterials sind gering. Man braucht keine besondere Stopfbüchse, um das Eindringen von Luft in den Kondensator zu verhindern, da die unterFlüssigkeitsdruck stehenden Lager die Abdichtung bewirken. Das Eindringen von Öl in den Dampf und damit ins Kondenswasser ist nicht zu befürchten.

Damit aber die Tragflächen der Lager nicht angegriffen werden, darf nur ganz reines, von allen Fremdkörpern freies Wasser Verwendung finden. Man braucht also entweder umfangreiche Filteranlagen oder muß das Wasser destillieren. Weil die oberen Lager Ölschmierung haben, braucht man aber auch zwei getrennte Schmierleitungen und Schmierpumpen. Hauptsächlich um dies zu vermeiden, versieht man das Spurlager lieber mit Ölschmierung. Ein solches Ringspurlager einer 4000 PS-Turbine ist in Fig. 172 dargestellt.

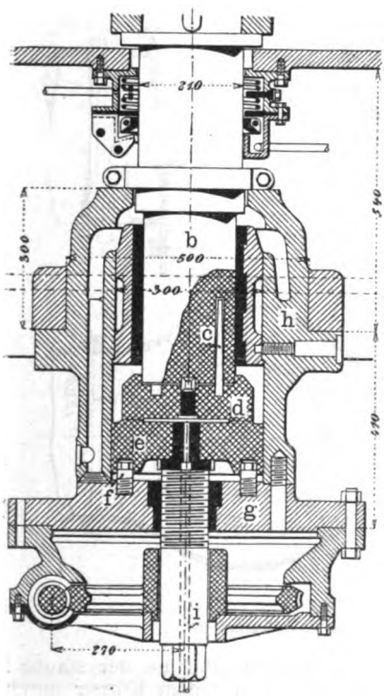


Fig. 172. Z. A.: Dampfturbinen-Spurlager.

Die Ausführung des Spurlagers selbst und des unmittelbar darüber angeordneten Führungslagers, für dessen Schalen jetzt nur Weißmetall anwendbar ist, ist in allen Hauptteilen dem beschriebenen ähnlich, nur besteht keinerlei Verbindung mehr mit dem Kondensator.

Man muß nun an der Stelle, wo die Welle aus dem Turbinengehäuse austritt, eine besondere Abdichtung vorsehen, die das Eindringen von Luft verhindert. Zu diesem Zwecke ist eine Stopfbüchse mit zwei Graphitringen als Packmaterial vorgesehen. Außerdem wird Dampf in diese Stopfbüchse eingeleitet, und das sich in geringen Mengen daraus bildende Kondensat wird in einer Schale unter der Stopfbüchse gesammelt und durch ein besonderes Rohr abgeführt.

Für den Druck, mit dem das Öl nach dem Ringspurlager gepreßt wird, gelten auch die für die Wasserschmierung gegebenen Daten.

Die beweglichen Wehre

der **Wasser-Stauanlage** der **Kraftstation Lockport.**

(Mit Abbildungen, Fig. 173 u. 174.)

Nachdruck verboten.

Zwei bewegliche Kammwehre, das eine von 12′ und das andere von 48′ Breite, kennzeichnen die für die Kraftstation Lockport, Illin. errichtete Wasserstauanlage. Die Kraftstation ist für die Abgabe von 33 000 PS an den Turbinenwellen berechnet und arbeitet mit einem Wasserzufluß von im Mittel 600 000 cbfuß in der Minute. Die Aufschlaghöhe stellt sich bei hochgestelltem Wehr auf 3,65 m, der garantierte Wirkungsgrad der neun Turbinen im Hause A ist = 80%.

Die Kraftstation wurde mit Rücksicht auf die Schiffahrt usw. seitlich der Kanalhaltung, hinter einer Bucht B angelegt, und diese wieder ist vom Bett des Kanales durch eine Sperrmauer abgeschlossen. Die 525′ lange Mauer b ist ganz in Beton mit vierzehn Durchlässen hergestellt. Jene soll verhindern, daß Kähne und Holz in die Bucht abgetrieben werden.

Für die Schiffe ist neben den Wehren eine 22′ breite Kammerschleuse f vorgesehen.

Von den beiden Stauwehren liegt nur das größere d in der

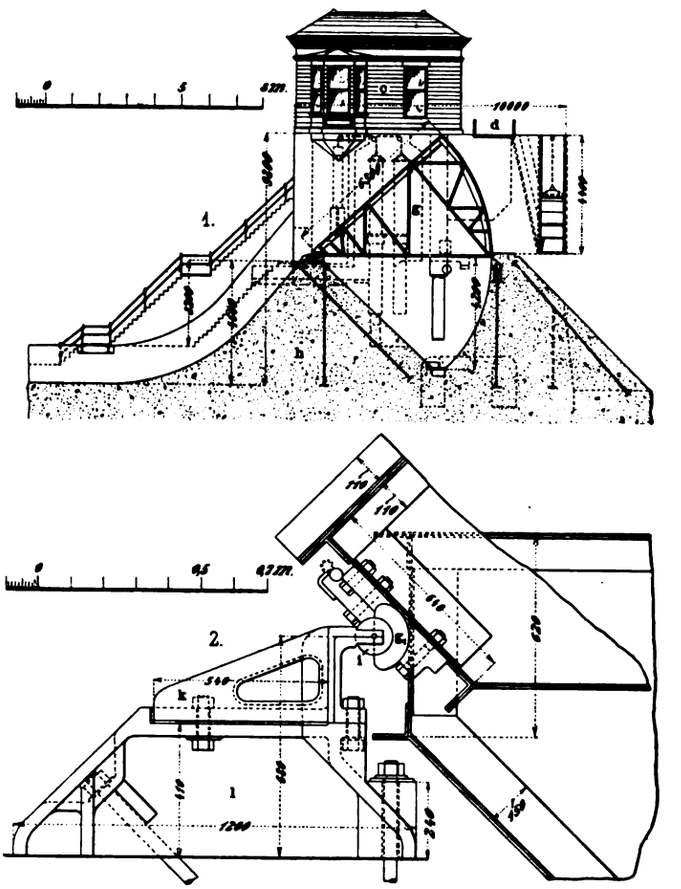


Fig. 173. Z. A.: Die beweglichen Wehre.

Achse der Kanalhaltung C, das kleinere hängt mit der Bucht B zusammen. Bewegliche Wehre waren erforderlich, da im Frühjahr mit außerordentlich starkem Eisgange und während des ganzen Jahres mit Treibholz, sowie während der Schiffahrtsperiode mit Flößholz zu rechnen war. Ferner treten hier infolge der eigenartigen klimatischen Verhältnisse ganz plötzlich große und dann wieder kleine Wassermengen auf. Schwankungen in der durchlaufenden Wassermenge sind aber der Turbinenanlage wegen zu vermeiden, und zum Ziehen und Niederlassen von Schützen als Absperrorganen gehört Zeit, während sich das Heben und Niederlassen der Wehre nahezu momentan ausführen läßt, da sie, wie weiter unten angegeben ist, bezgl. des Gewichtes der zu bewegenden Massen und Widerstände nahezu ausgeglichen sind.

Das kleinere, 12′ breite Wehr neben der Turbinenstation A dient als Überfallwehr für die größeren Unreinheiten, die von den Rechen vor den Turbinenzuleitungen zurückgehalten werden, die Rechen in den Durchlässen der Sperrmauer b aber passiert haben. Man fängt die Holzstücke usw. vor den neun Turbinenrechen mittels Haken ab, hebt sie aus dem Wasser und wirft sie in kleine Hunde auf einem Geleise a, die auf eine Brücke d über dem Wehr geführt und dort ausgeschüttet werden.

Von der Brücke über dem 12′-Wehr erstreckt sich das Geleise über den beide Wehre trennenden Damm und die Brücke über dem großen 48′-Wehr d bis auf die Schleusensperrmauer.

Digitized by Google

In der Trennungswand zwischen den beiden Wehren sind vier Schächte 1—4 (Fig. 174, Skz. 3) ausgespart, in denen Absperrorgane usw. aufgestellt sind. Über den Schächten 1—3 steht das Wehrhäuschen c, dessen schmucke architektonische Ausführung um so mehr Beachtung verdient, als es gleich den Trennwänden in Stampfbeton hergestellt worden ist. Die der unteren Kanalhaltung zugekehrte Partie des Häuschens c ist durch erkerartige Ausbauten erweitert, um dem Wärter ein bequemes Arbeiten zu ermöglichen.

Konstruktiv sind die beiden Wehre einander völlig gleich; sie bestehen je aus einem tragenden Fassoneisengerippe, dessen nach oben gekehrte Seite mit Blechtafeln wasserdicht belegt ist; dasselbe ist mit der auf Radius gebogenen Seite geschehen, nur trägt jene Decke eine Armierung von Winkeleisen, die verhindern

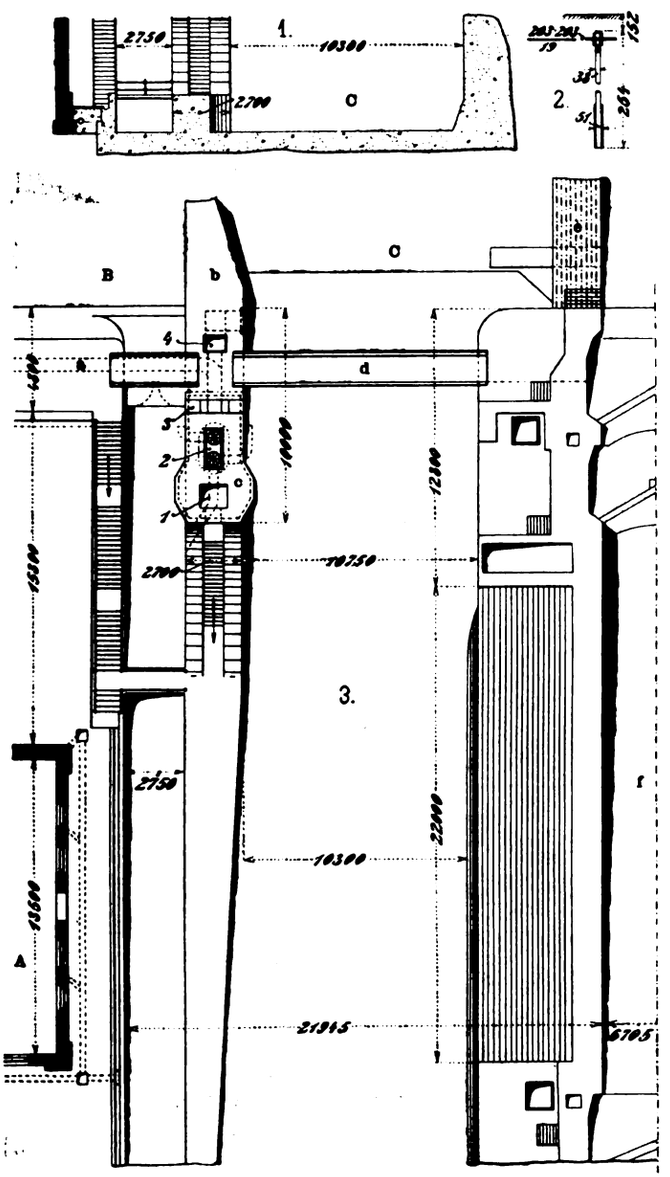


Fig. 174. Z. A.: Die beweglichen Wehre.

soll, daß auf der Fläche hinabrutschende Eisschollen sich an der Nietung festklemmen oder das Blech beschädigen.

Die Wehre können als Sektoren von Zylindern mit 26′ Radius, 12 und 48′ Länge und Höhe angesehen werden, die um die horizontalen Achsen i (Fig. 173, Skz. 2) drehbar sind. Die letzteren werden durch zylindrische Widerlager i an Stahlguß-Böcken k gebildet, die durch Schrauben auf einer gußeisernen Grundplatte l festgehalten werden. Diese Grundplatten erstrecken sich über die ganze Breite des Wehrs, während sich die Widerlager aus einer großen Anzahl Einzellager zusammensetzen; diese sind so dicht aneinandergerückt, daß sich die einzelnen Achsschenkel i und die Seitenflächen der Konsolen derart berühren, daß an dieser Stelle kein Wasser in die Gruben unter den Wehren eindringen kann.

Die Befestigung der überhöhten und im Fuße 48″ breiten Grundplatten l auf dem Betonunterbau der Wehre erfolgt durch 2½″ vertikale, 16′ lange Anker, neben denen noch schräg in den Beton eingelagerte 2″ Anker vorhanden sind, um jede Verrückung der Grundplatte infolge des Wasserdruckes gegen die Wehre g zu verhindern.

Im Detail, Fig. 173, Skz. 2, ist das Eisengerippe in der Hoch- und Tieflage angedeutet, um zu zeigen, daß die Form der Konsolen k wie der Grundplatten den beiden Endlagen der Wehre g Rechnung trägt. Dasselbe Detail zeigt auch die Form der Zapfen i und der als Halblager konstruierten Schalen g_1.

In der Hochlage (vgl. Skz. 1, Fig. 173) liegt die untere, in der Tieflage die obere Grenzlinie der Eisenkonstruktion in einer Horizontalen; in letzterem Falle erscheint jedes Wehr in eine entsprechend gestaltete Grube im Wehrunterbau h versenkt. Dieser Grube kann Wasser zugeführt werden, um in Verbindung mit Preßluft auszubalanzieren, die man, wie „Engineering Record" berichtet, durch zwei Rohre unterhalb des Scheitels der Wehre g ausströmen läßt. Dadurch, daß die Luft unter den Wehren g im Verein mit dem Wasser, das über die Wehrkronen fließt, auf das Wasser in der Grube drückt, und nun so viel Luft eingepumpt wird, als erforderlich ist, um das Wehr in der Lage zu erhalten, werden seine Massen soweit ausgeglichen, daß zur Bewegung des Wehres nicht viel Kraft erforderlich ist.

Da es im Winter, wo zeitweise Wassermangel herrscht, vorkommen kann, daß die Wehre selbst niedergelegt einmal trocken sind, hat man unterhalb der Drehachse i zwei 1½″ Dampfheizrohre verlegt, um das Ansetzen von Eis zu verhüten.

Die Wehrhaltung d ist übrigens von dem Teile der Kanalhaltung, der sich unmittelbar an die Schleuse f anschließt, ebenfalls durch einen Rechen e zwischen kräftigen Betonpfeilern geschieden, damit Kähne und Schiffe nicht durch den Strom an das Wehr gezogen werden.

Entlastetes Absperrventil.

(Mit Abbildung, Fig. 175.)

Nachdruck verboten.

Bei einer neuen Schleusenanlage in Croton ist nach dem „Eng. Rec." das in Fig. 175 in zwei Ausführungsformen veranschaulichte Ventil zur Anwendung gelangt.

Der Ventilkörper besitzt mehrere Öffnungen von annähernd rechteckigem Querschnitt, die dauernd für die Flüssigkeit offenstehen. Oberhalb und unterhalb dieser Öffnungen ist je ein konisch verlaufender Ringsitz vorgesehen, gegen den sich im geschlossenen Zustande das Ventil g preßt. Die Ringsitze sind als besondere Teile ausgeführt, lassen sich von oben in den Ventilkörper einbringen und bei etwaiger Beschädigung bequem auswechseln.

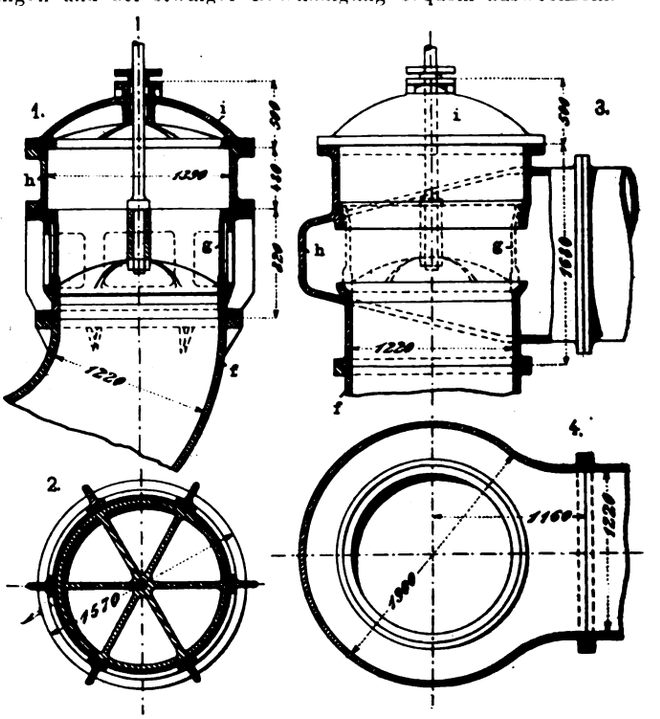


Fig. 175. Z. A.: Entlastetes Absperrventil.

Das Ventil wird mittels der in einer Stopfbüchse der Haube i geführten Spindel bewegt. Die Haube ist mit dem Körper durch Schrauben unter Beilage entsprechender Dichtungen verbunden und nach innen durch Rippen sachgemäß versteift. Die Rippen sind radial und verlaufen nach außen in einen ringförmigen Bund der Flansche. Das Anheben erfordert geringe Kraft, da nur das Ventilgewicht und die Stopfbüchsenreibung zu überwinden sind.

Während bei der Ausführung nach Skz. 1 und 2 das Ventil im offenen Wasser liegend zu denken ist, wird dem Ventil nach Skz. 3 und 4 die Flüssigkeit durch ein besonderes Rohr zugeführt; sie tritt in einen Ringraum h und von da in das Ventil und fließt bei geöffnetem Ventil nach dem Rohre f über, das gegebenenfalls mit der unteren Kanalhaltung in Verbindung steht.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 11. Begründet von W. H. Uhland. 21. Mai 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Der W. S. V.-Schiffsmotor.

(Mit Abbildungen, Fig. 176 u. 177.)

Nachdruck verboten.

Unter den gegenwärtig bekannten Bootsmotoren sind nur wenige, welche die Bezeichnung „Schiffs"-Motor wirklich verdienen. Meist hat man sich darauf beschränkt, einem Automobilmotor die Umsteuerung anzuhängen und das Ganze in das Boot einzubauen. Anders verhält es sich mit dem durch Fig. 176 u. 177 ver-

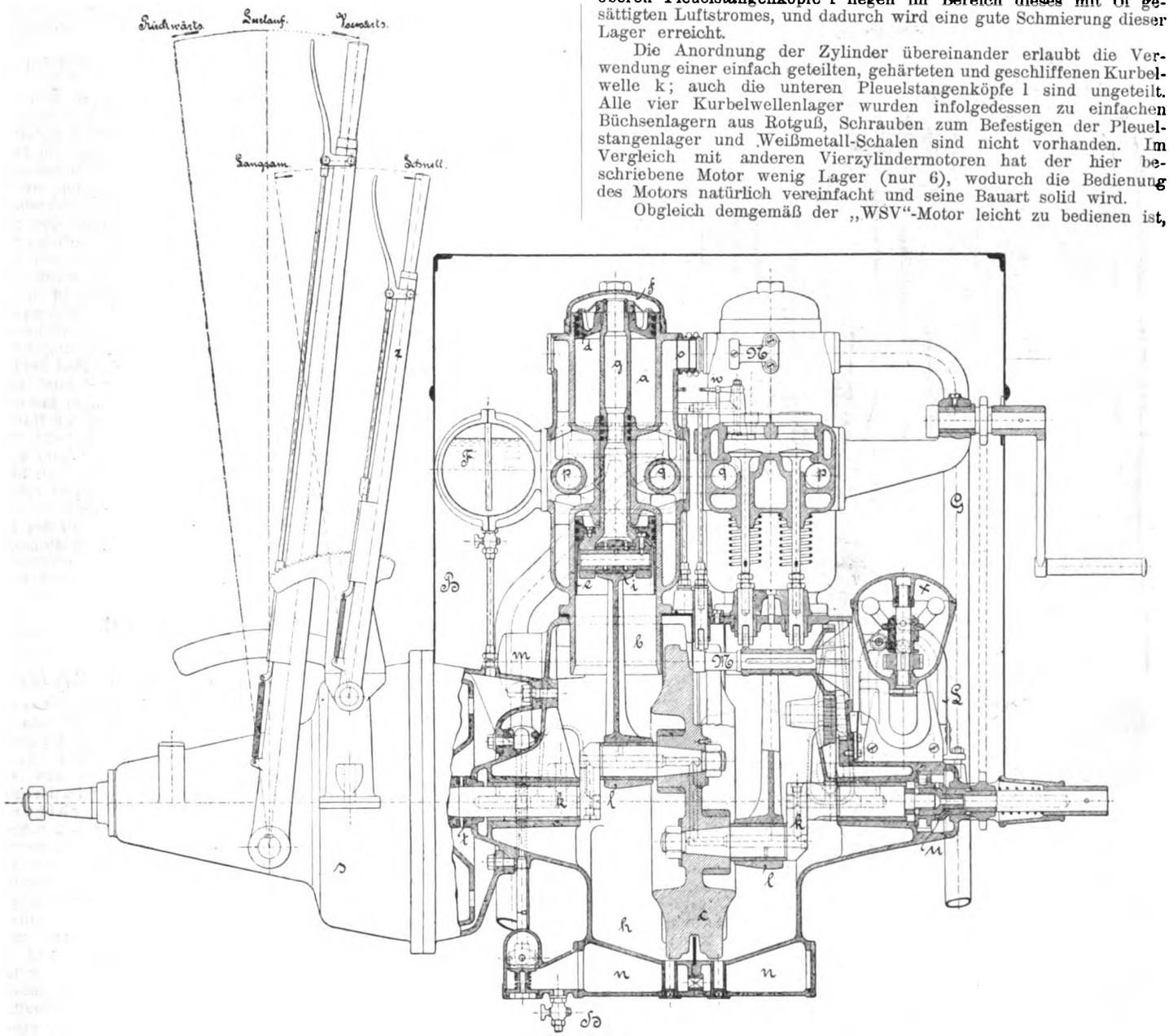


Fig. 176. Z. A.: Der W. S. V.-Schiffsmotor.

anschaulichten Motor D. R.-P. 190 974. Dieser ist vor allem mit Rücksicht auf den beschränkten Raum im Boote gebaut und hat infolgedessen statt der sonst gebräuchlichen nebeneinander liegenden Zylinder paarweise übereinander gestellte, ohne daß das Höhenmaß sonstiger Vierzylindermotoren überschritten wäre; seine Leistung stellt sich bei normal 700 Touren in der Minute, 100 mm Hub und 93 mm Bohrung der Zylinder auf 8 PS. Das Schwungrad c liegt in der Mitte zwischen den beiden Zylinderpaaren a b. Der obere Kolben (d) wird durch die Explosion nach oben, der untere (e) nach unten gedrückt. Um bei dieser Anordnung denselben Ausgleich der Massen zu erlangen wie bei gewöhnlichen Vierzylindermotoren, ist der Raum f über dem oberen Kolben verschlossen. Die Kolbenstange g ist so durchbohrt, daß beim Heraufgehen der Kolben in dem Raume f eine Luftverdichtung und beim Heruntergehen eine Luftverdünnung erzeugt wird, die zum Ausgleich der Massen benutzt ist. Gleichzeitig ist die durchbohrte Kolbenstange zur Schmierung in der Weise verwendet, daß das im Kurbelgehäuse h fein zerstäubte Öl infolge der Ansaugwirkung, welche die Luftverdünnung über dem oberen Kolben ausübt, durch die Durchbohrung der Stange hindurch mitgerissen wird und sich an den Wänden des oberen Zylinders ablagert. Die oberen Pleuelstangenköpfe i liegen im Bereich dieses mit Öl gesättigten Luftstromes, und dadurch wird eine gute Schmierung dieser Lager erreicht.

Die Anordnung der Zylinder übereinander erlaubt die Verwendung einer einfach geteilten, gehärteten und geschliffenen Kurbelwelle k; auch die unteren Pleuelstangenköpfe l sind ungeteilt. Alle vier Kurbelwellenlager wurden infolgedessen zu einfachen Büchsenlagern aus Rotguß, Schrauben zum Befestigen der Pleuelstangenlager und Weißmetall-Schalen sind nicht vorhanden. Im Vergleich mit anderen Vierzylindermotoren hat der hier beschriebene Motor wenig Lager (nur 6), wodurch die Bedienung des Motors natürlich vereinfacht und seine Bauart solid wird.

Obgleich demgemäß der „WSV"-Motor leicht zu bedienen ist, wird er doch mit einer von der Steuerwelle angetriebenen Ölpumpe m versehen. Diese saugt das Öl aus einem am Motorgehäuse befindlichen Behälter n, preßt es durch die vier Hauptlager hindurch und führt es zum Behälter wieder zurück. Alle übrigen Teile werden infolge der eigenartigen Bauart des Motors automatisch geschmiert.

Die Wasseranschlüsse o sind auf das Mindestmaß beschränkt und dadurch sehr übersichtlich angeordnet, indem die Leitungen zum größten Teil in die Zylinder selbst verlegt sind; auch die Gas-Ansaug- p und Auspuff-Leitungen q befinden sich im Innern der Zylinder. Alle Ventile r sind mechanisch gesteuert und unter-

Digitized by Google

einander auswechselbar. Diese Anordnung ist so getroffen, daß sich auf der einen Seite Auspuff- und Einlaß-Ventil für die oberen und auf der anderen Seite für den unteren Zylinder befinden.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Umsteuerung. Bei fast allen bisherigen Bootsmotoren liegt das Schwungrad außen; infolgedessen hat man stets Schwierigkeiten, die Kupplung gegen Seewasser und andere schädliche Einflüsse zu schützen. Man hat sich damit geholfen, auf dem Konus der Kupplung Xylolith zu befestigen, das ist jedoch nur ein Notbehelf; bei der vorliegenden Konstruktion dagegen liegt das Schwungrad im Innern des Motors, und die Umsteuerung läuft in einem dicht verschlossenen Gehäuse s vollständig in Öl. Da die Kupplung hier gegen die Wirkungen des Seewassers geschützt ist, so konnte man Eisen auf Eisen laufen lassen. Zur Umsteuerung gehören die Gegendrucklager t, die nicht auf die Kurbelwelle wirken; ferner ist der Motor mit einer Sicherheits-Andrehvorrichtung u versehen, so daß ein Rückschlag beim Andrehen unmöglich ist.

Eine komplette Bootsmotorengruppe „WSV" besteht aus: Motor mit Vergaser v sowie anmontierter Magnet-Abreißzündung w und

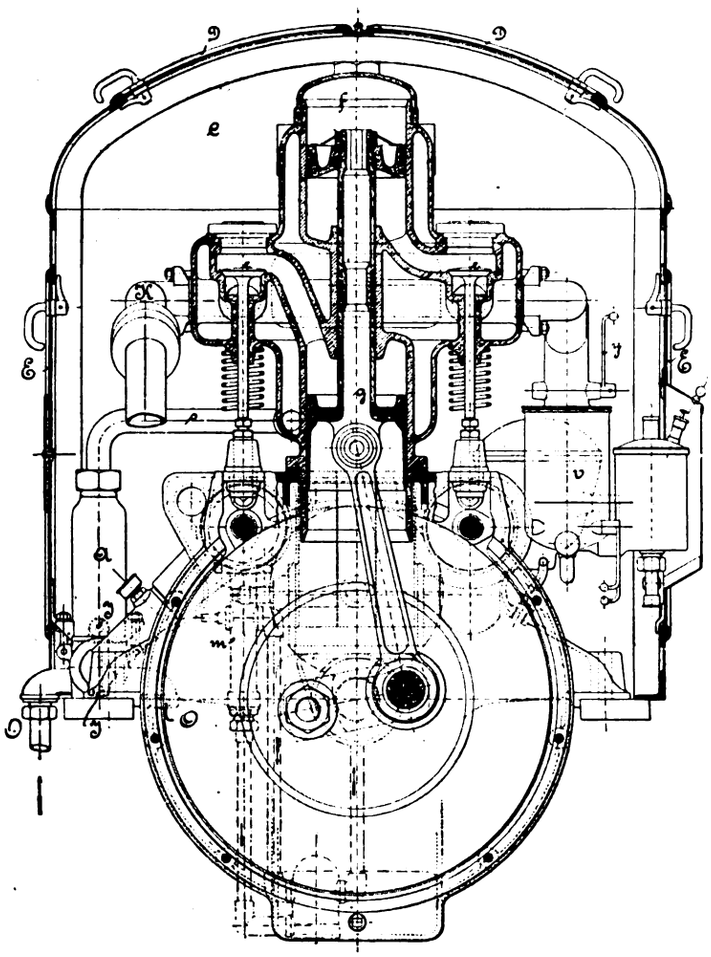


Fig. 177. Z. A.: Der W. S. V.-Schiffsmotor.

einem vertikal angeordneten Zentrifugal-Regulator x, der auf die Zusammensetzung des Gasgemisches einwirkt und das Überschreiten der normalen Tourenzahl verhindert. Zur Einstellung der gewünschten Tourenzahl ist der Ansaugkrümmer mit einer Drosselklappe y versehen, die durch einen Hebel z vom Führerstand aus betätigt wird. Auf Wunsch wird auch ein Schleifkontakt für Akkumulatorenzündung am Motor vorgesehen, dieser ist dann durch einen vom Führerstand zu bedienenden Hebel mit Sektor regulierbar. Das Benzin für den Vergaser wird unter Verwendung der Auspuffgase unter Druck dorthin gefördert. Ferner ist eine eingekapselte Kolbenpumpe A mit Druckwindkessel vorhanden, deren zwei Ansaugstutzen den Anschluß der Saugleitung außerhalb oder innerhalb der Motorauflage gestatten.

Die Umsteuerung ist durch D. R. G.-M. 293 787 geschützt und arbeitet mit Hebel für Vor- und Rückwärtsgang; ihre Teile laufen in einem dicht geschlossenen Gehäuse in Öl, auch ist die Umsteuerung mit Drucklagern versehen, um den durch die Schiffsschraube verursachten Druck aufzunehmen. Die Drucklager sind so angeordnet, daß der Druck nicht auf das Kurbelgetriebe des Motors wirken kann.

Eine Sicherheits-Andrehvorrichtung, die so konstruiert ist, daß kein Rückschlag eintreten kann, ist ebenfalls vorgesehen; desgleichen schließt ein Schutzkasten B die ganze Maschine ein; seine Haube C ist abnehmbar und enthält zwei Klappen D. An den beiden Längsseiten befinden sich zwei durch Vorreiber verschließbare Türen E, deren jede mit einer Ventilationsrosette versehen ist.

Endlich gehört zum Motor ein wassergekühlter Auspufftopf mit Ablaßhähnen.

Aus alledem geht hervor, daß man es im Grunde genommen mit einem Zweizylinder-Motor zu tun hat, bei dem jeder Zylinder wieder in zwei Teile zerlegt ist, sodaß ein Vierzylinder-Motor entsteht. Es bestand nun, so schreibt uns die Erbauerin des Motors, die Firma Wolf & Struck in Vaals in Holland, die Schwierigkeit des Massenausgleichs. Bei jedem Vierzylinder-Motor nämlich heben sich die Massen der äußeren Zylinder gegen die der inneren Zylinder auf; um dies auch beim vorliegenden Motor zu erreichen, schloß man den oberen Zylinder und verband ihn durch eine durchbohrte Kolbenstange mit dem Gehäuseraum. Nun lag die Möglichkeit vor, die Kompressionen und das Vakuum so zu bemessen, daß die Massen ausgeglichen wurden, auch die Kompression der Zylinder wirkte in diesem Sinne günstig mit. Während aber bei jedem normalen Vierzylinder-Motor die Massen sich gegenseitig aufheben, wird der Lagerdruck, der durch die Massen entsteht, nicht mit aufgehoben; bei der vorliegenden Konstruktion ist das jedoch der Fall. Man hat also nicht einen Lagerdruck von Explosion plus Massendruck, sondern Explosion minus Massendruck, was bei hoher Tourenzahl einen großen Einfluß auf die Abnutzung der Lager ausübt.

Von diesen Betrachtungen ging man bei der Konstruktion des Motors aus.

Als erste Schwierigkeit bei diesen Versuchen ergab sich die, daß die Berechnung, die angestellt worden war, um den genauen Durchmesser der Kolbenbohrung zu erhalten, ganz falsche Resultate ergeben hatte. Man fing beispielsweise mit einer Bohrung von 4 mm an zu probieren und fand, daß die Kompression statt der berechneten drei fast zehn At (!) betrug. Man konnte sich das nur so erklären: die angesaugte Luft erhitzte sich an den Kolbenwandungen so hoch, daß dieser Druck entstand; die Kolbenstange von mm zu mm erweiternd, kam man zuletzt bis auf 15 mm Bohrung; erst jetzt wurde der Lauf einwandfrei und ruhig. Dabei trat aber eine neue Schwierigkeit auf: Durch die angesaugte Luft wurde aus dem Kurbelgehäuse soviel durch die Kurbel zerstäubtes Öl in den oberen Zylinder mitgerissen, daß dieser „ersoff"; aus den Auspuff- und Einsaugventilen floß das Öl heraus; um das zu verhindern, wurden Bleche der verschiedensten Art in das Gehäuse eingesetzt, als das nichts nützte, änderte man den Ölstand im Gehäuse derart, daß die Pleuelstangenlager nicht eintauchen konnten. Jetzt aber war wieder ein Warmlaufen dieser Lager zu befürchten, so daß man sich entschloß, eine Ölpumpe am Motor anzubringen, um die Haupt- und Pleuelstangenlager unter Druck zu schmieren; damit hatte man es in der Hand, die Schmierung zu regulieren; jedoch kam auch jetzt noch zuviel Öl nach dem oberen Zylinder, so daß man über die inneren Seiten der unteren Pleuelstangenköpfe Kappen setzte, die das abgespritzte Öl auffingen. Durch eine Bohrung im Schwungrad wurde es nach außen geleitet, also sofort außerhalb des Bereiches der fortwährend angesaugten und wieder ausgestoßenen Luft gebracht.

Neuere Dampfkesselanlagen

System Mac Nicol.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 28, sowie auf Tafel 29 in Heft 12.)

Nachdruck verboten.

Zu den Kesselsystemen, die zur Erzeugung von Heißdampf vorteilhaft zu verwenden sind, gehört auch der „Mac Nicol"-Dampfkessel, dessen Ausführung sich die Firma Petry-Dereux G. m. b. H. in Düren i. Rheinland angelegen sein läßt.

Die genannte Firma kombiniert, wenn es gilt, Heißdampf zu erhalten, den Mac Nicol-Kessel mit einem Überhitzer; Tafel 28 zeigt eine solche Kesselanlage in den verschiedenen Schnitten. Der dargestellte Kessel hat 250 qm Heizfläche und ist mit einem Überhitzer von 85 qm verbunden. Er liefert Dampf von 300° C und 14 kg/qcm Spannung. Wie man aus dem Grundriß Fig. 2 und den beiden Querschnitten Fig. 4 u. 6 ersieht, sind tatsächlich zwei Mac Nicol-Kessel in einem Mauerwerksblock untergebracht, die aber sowohl hinsichtlich der Dimensionen als auch der Bauart vollständig übereinstimmen. Jeder Kessel besteht aus einem zylindrischen Oberkessel e von 1700 mm Durchmesser und 20 mm Wandstärke in den Schüssen, sowie 24 mm in den gewölbten Böden. Jeder Oberkessel steht am vorderen Ende in Verbindung mit einer Wasserkammer b, die aus 18 mm starkem Blech in einem Stück geschweist ist und 300 mm Tiefe besitzt. Die vordere und hintere Wand der Kammer b sind für die Aufnahme des Wasserrohrsystems a sowie der Verschlüsse gelocht und die 4.5 m langen Wasserrohre sind mit dem hinteren Ende in eine zweite, ebenfalls 300 mm tiefe Kammer c eingewalzt, in deren hinterem Boden zwei große zentrale Öffnungen für den Anschluß der beiden zylindrischen Unterkessel h vorhanden sind.

Die Unterkessel h haben 950 mm lichte Weite, ihre 13 mm starken Schüsse sind konisch gestaltet. Die gewölbten hinteren Böden enthalten je ein Mannloch von 320 × 420 mm Weite. Mit den Oberkesseln e hängen die beiden Zylinder h je durch ein 500 mm im lichten weiten Stutzen g aus 15 mm starkem Blech zusammen. Ebenso steht die hintere Wasserkammer durch ein 130 mm tiefes und 400 mm breites ovales Rohr mit dem Oberkessel derart in

Digitized by Google

Verbindung, daß der in der hinteren Kammer c entstehende Dampf wohl in den Dampfraum des Oberkessels eintreten, aber kein Wasser aus dem Oberkessel in die hintere Kammer gelangen kann.

Demgemäß vollzieht sich der Umlauf des Wassers im Kessel in der Weise, daß unmittelbar nach dem Anheizen der in den unteren Reihen des Rohrbündels a sich bildende Dampf in die vordere Wasserkammer eintritt, von da in den Oberkessel steigt, wobei er durch ein System von Blechen d derart geführt wird, daß er einen gewissen Teil des mitgerissenen Wassers fallen läßt. Dieses Wasser sinkt in den mit Wasser gefüllten Teil des Oberkessels zurück und strömt mit dem im Oberkessel stehenden Wasser nach den beiden Verbindungsstutzen g im letzten Schusse des Oberkessels. Es gelangt durch die Stutzen in die Unterkessel, von da aus in die hintere Wasserkammer und aus dieser wieder in das Wasserrohrbündel, wodurch der Kreislauf geschlossen ist. Durch Verbindung von Wasserrohrkessel und Großwasserrohrkessel werden die Vorteile der beiden Systeme vereinigt, und gleichzeitig erscheint eine außerordentlich scharfe Verdampfung gesichert.

Der entstehende Dampf strömt aus dem Oberkessel in ein Wasserfangrohr o und tritt durch einen konischen Stutzen in ein 150 mm weites Dampfabsperrventil k. Dieses steht durch ein Bogenstück l mit der Eingangskammer m des Überhitzers in Verbindung, die durch einen Kasten von 140 × 150 mm Querschnitt gebildet wird. Der Überhitzer an sich besteht aus zwei Spiralrohrgruppen n, deren jede in einen der Züge (vgl. Fig. 4) eingebaut ist. Der zu überhitzende Dampf durchläuft zunächst die Spirale des Vorüberhitzers und tritt dann in ein in der Vorderwand des Kesselgemäuers untergebrachtes 150 mm weites Rohr p ein, das zur Nachüberhitzerspirale führt, die im Gegensatz zur ersten von unten nach oben durchlaufen wird. Aus dem an dieses System angeschlossenen Kasten gelangt der Dampf durch ein zweites Bogenrohr q in das sogenannte Heißdampfventil, an das die Dampfentnahmeleitung angeschlossen ist. Durch sachgemäße Anordnung der Ventile ist die Möglichkeit geboten, nach Belieben mit überhitztem oder sattem Dampf zu arbeiten.

Die Einmauerung des Kessels erfolgt in der Weise, daß die auf einem Planroste von 5,72 qm gewonnenen Heizgase zunächst das aus 140 Rohren bestehende Wasserrohrbündel a und den Überhitzer umspülen. Hierauf streichen sie an der wassergefüllten hinteren Partie des Oberkessels entlang, umspülen die beiden Verbindungsrohre g, streichen seitlich außen an den Unterkesseln h entlang und ziehen zwischen diesen nach hinten zum Fuchs.

Soll ohne Überhitzer gearbeitet werden, so wird eine in Fig. 1 oberhalb des Rohrbündels sichtbare Klappe geöffnet, worauf die Gase nach Umspülen des Rohrbündels direkt an die wassergefüllte Partie des Oberkessels herantreten, um von da auf dem schon angedeuteten Wege in den Fuchs zu entweichen.

Das Feuergeschränk besteht aus einem mehrteiligen gußeisernen Rahmen mit drei Feuertüren und ebensoviel Aschenfülltüren, sowie den beiden Klapptüren vor der vorderen Wasserkammer. Die Verankerung des Kesselgemäuers wird durch Winkel, Belageisen und Rundanker gebildet. Die Umfassungswände sind isoliert und die Teile der Züge, in denen sich Flugasche ansammeln könnte, durch Reinigungstüren zugänglich gemacht. Sogenannte Stöpselkasten, deren je vier über jeder Überhitzerspirale (vgl. Fig. 1 u. 2) angeordnet sind, erlauben das Abfegen des Rußes von den Röhren der Überhitzer. Ebenso gestattet ein Podest vor dem Oberkessel die Kontrolle der Wasserstandsapparate.

Über den praktischen Wert des Mac Nicol-Kessels bedarf es keiner besonderen Worte. Es sei hier nur darauf hingewiesen, daß der Kessel 25 bis 30 kg Dampf pro Stunde und qm Heizfläche zu erzeugen vermag.

Zur Verbesserung und Ausnutzung der Heizgase ist die Feuerbrücke nach dem sogenannten Sägezahn-Typus ausgeführt. Bei i sitzt ein Doppel-Hochhubsicherheitsventil von 85 mm Bohrung und am vorderen Boden des Oberkessels ein Speiseventil von 70 mm. Das Speiserohr selbst ist aus bekannten Gründen parallel zur Längsachse des Oberkessels etwa 3 m tief in den Oberkessel eingeführt. Über die Vernietung des Oberkessels gibt Detail Fig. 7, über die der Unterkessel Fig. 8 Auskunft. (Schluß folgt.)

Gleichstrom-Dynamomaschine,

System Garbe-Lahmeyer.

(Mit Abbildungen, Fig. 178—183.)

Nachdruck verboten.

Unter den neuen Dynamomodellen, die im Laufe der letzten Jahre in die Praxis eingeführt sind, fällt besonders das der Gleichstromdynamo, Fig. 180, auf. Dieses Modell wird von den Deutschen Elektrizitäts-Werken zu Aachen Garbe, Lahmeyer & Co., Aktiengesellschaft für eine Leistung von 1,6 bis 23 KW gebaut und gehört zur Klasse der sogenannten Lagerschildmaschinen, d. h. es hat keine eigentliche Grundplatte. Hinsichtlich der elektrischen Ausführung entsprechen die Maschinen allen Anforderungen, die man an eine brauchbare Dynamo zu stellen berechtigt ist, auch wurden der Konstruktion die „Normalien" des „Verbandes deutscher Elektrotechniker" zugrunde gelegt, wobei besonders darauf gesehen wurde, daß hinsichtlich der Erwärmung die vom Verband gelassenen Grenzen nicht überschritten werden. In den meisten Fällen bleibt sogar die Erwärmung so weit unter der zulässigen Höchsttemperatur, daß eine gelegentliche Überlastung der Maschine kaum allzu viel schadet.

Das Magnetgestell der Dynamo, Fig. 180, ist aus weichem Stahlguß angefertigt. Die Polkerne sind aus weichem Eisenblech lamelliert hergestellt und mit dem Gestell verschraubt. Durch die Lamellierung werden während des Betriebes schädliche Wirbelströme in den Polschuhen vermieden, so daß der Leerlaufstrom und dementsprechend der Nutzeffekt der Maschine hoch wird. Um eine gute Kommutierung zu erreichen, sind die Spitzen der Polschuhe gezähnt, so daß neben dem sanft abfallenden Felde ein möglichst geräuschloser Gang der Maschine gewonnen wird.

Die Magnetspulen sind ganz bandagiert und, um der Feuchtigkeit besser widerstehen zu können, imprägniert. Die Isolation gegen das Eisen des Magnetgestelles erfolgt sachgemäß. Die Lager haben selbsttätige Ringschmierung und sitzen in den runden Lagerschildern (Fig. 179), sie sind so reichlich bemessen, daß sie sich im Dauerbetrieb nur mäßig erwärmen, desgleichen ist die Abnutzung nur gering. An jedem Lager ist ein Ölstandsglas angebracht, das mit einer den richtigen Stand des Öles anzeigenden Marke versehen ist.

Fig. 178.

Fig. 178 u. 179. Z. A.: Gleichstrom-Dynamomaschine.

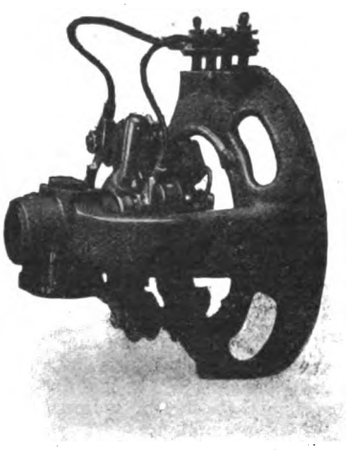


Fig. 179.

Die Anker (Fig. 181 bis 183) sind aus weichem Eisenblech zusammengesetzt und die einzelnen Bleche zur Vermeidung schädlicher Wirbelströme durch Papierzwischenlagen voneinander getrennt. Unter Zuhilfenahme eines Mitnehmers sind die Bleche direkt auf die Achse geschoben und werden durch Druckplatten zusammengepreßt. In die Oberfläche des Ankers sind zur Aufnahme der Wicklung Nuten eingefräst. Die Wicklung selbst ist stets Schablonenwicklung (vergl. Fig. 182 u. 183) in Zylinder-

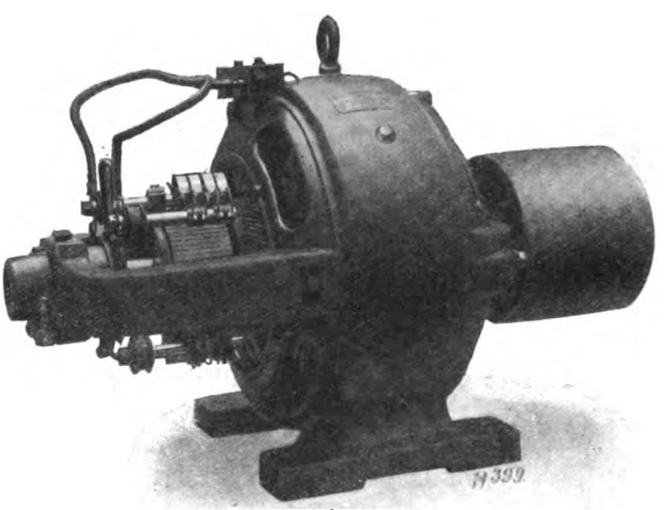


Fig. 180. Z. A.: Gleichstrom-Dynamomaschine.

oder Mantelform und besteht entweder aus einzelnen Stäben (vergl. den Anker mit Stabwicklung, Fig. 181) oder aus Rahmen mit mehreren Windungen, die in geeigneter Weise zu einer geschlossenen Wicklung verbunden sind (vergl. Fig. 182 Schablonenanker in Arbeit und Fig. 183 Anker mit Schablonenwicklung).

Im Gegensatz zu den von Hand gewickelten Ankern können bei dem Schablonenanker etwaige Reparaturen leicht vorgenommen werden, weil eine oder mehrere defekte Spulen ohne Verletzung der übrigen leicht auswechselbar sind. Die Wicklung selbst wird durch Bandagen in den Nuten festgehalten und so gegen die Wirkung der Zentrifugalkraft geschützt.

Der Kollektor (Fig. 178) besteht aus elektrolytischem hartgezogenen Kupfer. Jeder Kollektor besitzt selbst bei den höchsten

Digitized by Google

Spannungen eine so vielfache Unterteilung, daß die mittlere Lamellenspannung nur gering ist. Hierdurch wird nicht nur ein funkenfreier Gang, sondern auch eine bedeutende Betriebssicherheit dieses empfindlichsten Teiles jeder Gleichstrommaschine erreicht.

Die Wicklungen des Ankers wie der Magnete sind zu je zwei Klemmen geführt, so daß ein Umschalten leicht vorgenommen werden kann.

Zur Abnahme des Stromes werden bei allen normalen Modellen mit Ausnahme der Zusatz- und Niederspannungsmaschinen Kohlenbürsten verwendet. Diese stehen radial auf dem Kollektor und gleiten in einer Metallfassung. Der Strom wird durch ein besonderes Kupferkabel abgeleitet, das mittels eines Bügels auf der Kohle selbst befestigt ist, so daß ein Stromübergang zwischen Kohle und Fassung vermieden wird. Durch Federkraft werden die Bürsten gegen den Kollektor gepreßt. Die Spannung der Federn ist so geregelt, daß die Bürste stets richtig aufliegt, unabhängig von der Abnutzung der Kohlen und von der unwillkürlichen Anspannung von seiten des Maschinisten. Der Nachschub der Kohlen erfolgt selbsttätig, so daß das bei einigen älteren Konstruktionen erforderliche Nachspannen vermieden wird, das meistens in unrichtiger Weise vorgenommen wird und eine Änderung der Auflageflächen und das sogenannte Feuern der Bürsten zur Folge hat. Da die Kohle innerhalb der Fassung gleitet und nicht in ein schweres Metallstück eingeklemmt ist, so ist ihre Trägheit gering und sie kann kleinen Unebenheiten des Kollektors leicht folgen. Infolge der radialen Stellung eignen sich die Kohlenbürsten auch für eine wechselnde Drehrichtung.

Anker und Magnetspulen sind im warmen Zustande zweimal mit Isolierlack imprägniert und nach jeder Imprägnierung sorgfältig getrocknet, da nur so ein sicherer Schutz gegen Feuchtigkeit möglich ist.

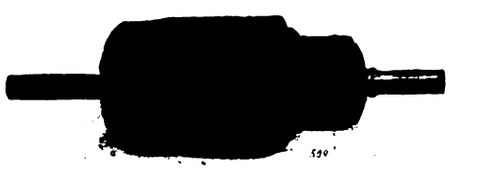


Fig. 181.

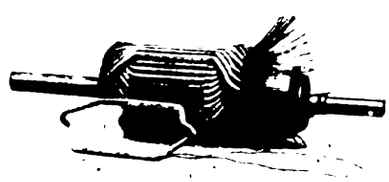


Fig. 182.

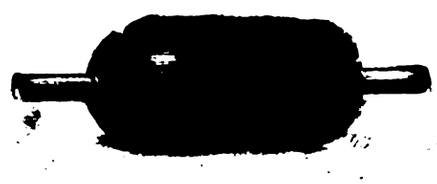


Fig. 183.

Fig. 181—183. Z. A.: Gleichstrom-Dynamomaschine.

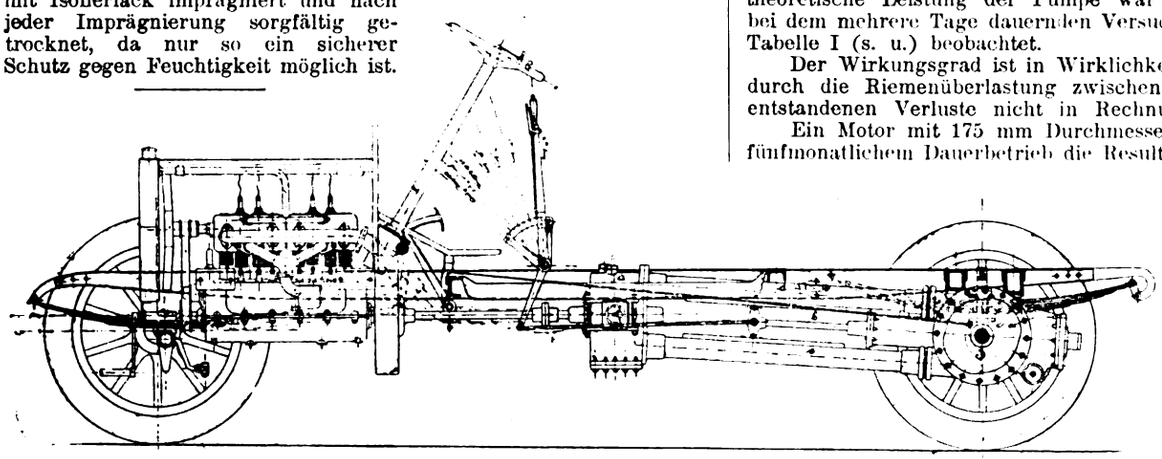


Fig. 184. Z. A.: Die neue Rundlaufmaschine.

Die neue Rundlaufmaschine

(System W. von Pittler).

Von Ingenieur **Carl Rixen** in **Berlin.**

(Mit Abbildungen, Fig. 184 u. 185.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Bei dieser Anlage (Fig. 185) handelt es sich darum, den Antrieb der Verbindungsglieder zwischen zwei Gepäckförderbändern herzustellen, die mit Hilfe von großen Trommeln bewegt werden, und deren Bewegungsrichtungen einen Winkel von 90° bilden. Das Verbindungsglied besteht aus elf kegelförmigen Walzen, die alle in derselben Richtung rotieren. Um aber Arbeitsverluste und Gleiten zu vermeiden, ist es notwendig, daß sämtliche Walzen mit derselben Umdrehungszahl laufen, wenn sie auch ungleichmäßig belastet sind. Dies wäre nun in verschiedener Weise zu erreichen gewesen.

Man hätte die Walzen mittels Zahnräder antreiben können, die durch Wechselräder miteinander in Verbindung stehen. Der Wirkungsgrad einer solchen Anlage wäre aber sehr niedrig gewesen, außerdem würde die stoßweise Belastung viel Geräusch und geringe Lebensdauer der Anlage verursachen. Ein anderer Ausweg wäre der gewesen, jede Walze mittels eines Elektromotors anzutreiben; da aber die Walzen nur mit 140 Umdrehungen in der Minute laufen sollen, so würden die hierzu nötigen Motoren sehr groß und teuer ausgefallen sein, auch wäre es kaum möglich, elf Motoren herzustellen, die für alle Belastungen mit genau gleicher Tourenzahl laufen. Man entschloß sich deshalb zur hydraulischen Kraftübertragung mittels Rundlauf-Motoren.

Durch einen Elektromotor M, Fig. 185, wird eine kleine Pumpe P, System W. von Pittler, von 70 mm Durchmesser mit 710 Umdrehungen pro Minute angetrieben. Sie fördert 40 l Öl pro Minute durch die elf hintereinander geschalteten Motoren m. Diese haben einen Durchmesser von 118 mm, wodurch die Umdrehungszahl auf 140 pro Minute reduziert wird; sie laufen alle mit derselben Umdrehungszahl, wenn sie auch ungleich belastet sind. Befindet sich z. B. ein schweres Gepäckstück auf zwei Walzen, so wird der Druck in den Motoren, die sich an diesen Walzen befinden, seinen vollen Wert haben, während der Druck in den Motoren, die hinter diesen Walzen liegen, ungefähr gleich 0 sein wird; die Umdrehungszahl wird dagegen für alle Walzen immer gleich sein.

Der normale Arbeitsdruck stellt sich auf 45 At; für größere Belastungen steigt er bis zu 65 At.

Diese hydraulische Kraftübertragung wurde durch die Patentinhaberin, die Universal-Rundlaufmaschine G. m. b. H. in Berlin ausgeführt.

Daß die Maschinen auch in bezug auf den Wirkungsgrad in gleicher Höhe mit den Kolbenmaschinen stehen, zeigen folgende in einer Versuchswerkstatt in Berlin unter Kontrolle ausgeführte Versuche:

Die zu untersuchende Maschine arbeitete als Druckpumpe und hatte folgende Dimensionen: Zylinderdurchmesser 100 mm, Schieberbreite 50 mm, Schieberstärke 10 mm, Hub 14,5 mm. Die theoretische Leistung der Pumpe war 0,1415 l pro Umdrehung; bei dem mehrere Tage dauernden Versuche wurden die Werte nach Tabelle I (s. u.) beobachtet.

Der Wirkungsgrad ist in Wirklichkeit um 5% größer, weil die durch die Riemenüberlastung zwischen Pumpe und Elektromotor entstandenen Verluste nicht in Rechnung gestellt sind.

Ein Motor mit 175 mm Durchmesser, 25 mm Hub ergab nach fünfmonatlichem Dauerbetrieb die Resultate nach Tabelle II (s. u.).

Die von Pittlersche Rundlaufmaschine läßt sich nun auch als Kompressor und Dampfmaschine verwenden. Zwischen den Kolbenkompressoren und dem rotierenden Kompressor besteht ein ähnliches Verhältnis, wie zwischen Wassersäulen-Maschinen und hydraulischen Rotationsmaschinen. Während die ersteren eine umständliche Bauart mit Ventilen, Kreuzkopf, Pleuelstange und Kurbelzapfen besitzen, fehlt das bei den von Pittlerschen Rotationsmaschinen. Ein großer Nachteil bei den Kolbenkompres-

Tabelle I.

Uml./min.	Ölmenge cbm/St.	Liefergrad %	Arbeitsdruck der Pumpe At.	Motorleistung PS$_e$	mechanischer Wirkungsgrad %
520	4,32	98,0	0,8	0,53	24,1
525	4,35	97,6	5,0	1,27	63,8
520	4,17	94,4	10,0	2,14	72,2
520	4,23	95,9	10,0	2,14	73,2
525	4,25	95,5	10,0	2,14	73,5
513	4,25	95,4	15,0	3,15	75,0.

Tabelle II.

Betriebsdruck At.	Uml./min.	Fördermenge ltr/min	theoretische Leistung PS$_i$	Bremsleistung PS$_e$	mechanischer Wirkungsgrad %
11,5	131,5	102,3	2,66	2,1	79
11,5	133	104	2,66	2,13	80,1
16,2	125	99,2	3,63	3,04	85,3
16,2	126	100	3,66	3,06	86,2
22	119	96,3	4,71	3,89	85,4
22	120	97	4,74	3,94	85,5
27	111	91,6	5,5	4,57	87,7
27	113	93,3	5,58	4,64	87,7.

Digitized by Google

soren ist der schädliche Raum, der in hohem Grade die Leistungsfähigkeit und den Wirkungsgrad verringert. Beträgt z. B. bei einem Kompressor der schädliche Raum 10%, und wird die Luft mit Atmosphärenspannung angesaugt, so wird sie beim Hubende einen Maximaldruck von 10 At erreicht haben. Das ist überhaupt der größte mit diesem Kompressor erreichbare Druck. Sobald nämlich der Druck im Druckluftbehälter diese Höhe erreicht hat, öffnet sich das Druckventil zwischen dem Zylinder und dem Behälter nicht mehr, und die im Zylinder eingeschlossene komprimierte Luft wird während des nächsten Hubes wieder expandieren.

Bei dem von Pittlerschen Kompressor vermeidet man allerdings einen schädlichen Raum nicht, aber seine Wirkungen werden dadurch verringert, daß die darin eingeschlossene komprimierte Luft in einen Raum zurückexpandiert, in dem sich schon komprimierte Luft von etwas geringerer Spannung befindet. Fig. 148, 2 in Heft 9 zeigt eine Abwicklung vom Kolben und den Kurvenflächen für einen Kompressor. Der Kolben hat hier sechs Schieber C_1—C_6, und die Saugkanäle sind bedeutend größer als die Druckkanäle, um ungefähr dieselbe Spaltgeschwindigkeit zu erreichen. Die Schieber sind in zwei Hälften geteilt. Der Zwischenraum steht mit den Druckkanälen in Verbindung, so daß die beiden Schieberhälften ständig gegen die Kurven gedrückt werden. Dies ist hier nötig, weil die Schieber auch auf den Schraubenflächen dichten müssen. Die Maschine hat zwei Druckventile, aber kein Saugventil.

Denkt man sich den Kolben b mit den Schiebern in der Pfeilrichtung bewegt, so sieht man, daß die Luft durch die Saugkanäle angesaugt wird. Die Luftmenge, die hierdurch zwischen zwei Schiebern, dem Kolben, dem Zylinderumfang und dem Deckel eingeschlossen ist, wird bei der weiteren Drehung durch Verkleinerung ihres Volumens komprimiert und schließlich durch das Druckventil hinausgeschoben. Die Druckventile sitzen so dicht wie möglich an den Druckschlitzen. Die erwähnte Expansion findet in dem Augenblicke statt, wo ein Schieber vor den Druckschlitz gelangt, indem der Druck in den beiden Räumen, die hierdurch in Verbindung gesetzt werden, ausgeglichen wird. Dieser Druckausgleich hat aber nicht wie bei den Kolbenkompressoren Einfluß auf die Saugwirkung. Das theoretische Saugvolumen, das zwischen zwei aufeinander folgende Schieber eingeschlossen ist, wird immer mit frischer Luft von Atmosphärenspannung gefüllt, nicht wie bei den Kolbenkompressoren zum Teil mit Luft, die schon einmal komprimiert war. Es gibt demzufolge keine Grenze für die Kompression.

Mit einem ausgeführten Kompressor hat man Drücke bis zu 25 At erreicht.

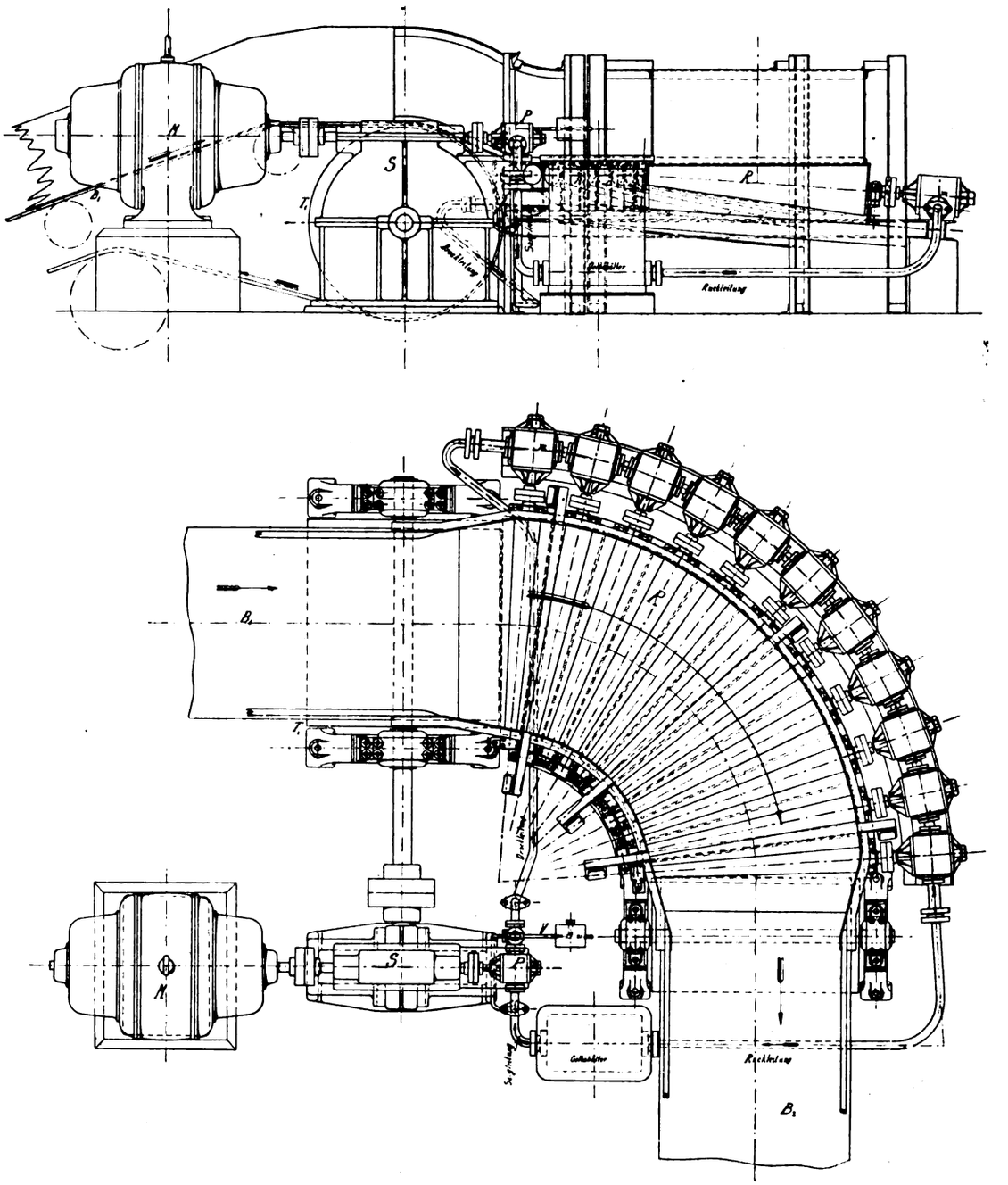


Fig. 185. Z. A.: Die neue Rundlaufmaschine (System W. v. Pittler).

In derselben Weise wie bei hydraulischen Motoren und Pumpen kann man hier die entgegengesetzte Wirkung hervorrufen, indem man durch die früheren Druckkanäle Druckluft oder Dampf leitet. Man erhält sodann Druckluftmotoren, resp. Dampfmaschinen. Die ersteren haben schon Anwendung gefunden als Druckluftwerkzeuge, Bohrmaschinen usw., und arbeiten zufriedenstellend, wobei es als Vorteil empfunden wird, daß man mit den einfachsten Steuerorganen die Expansion leicht verändern kann. Bei Dampfmaschinen, bei denen eine größere Expansion notwendig ist, wird der Kolben am Umfang mit eingedrehten Rillen versehen. In diese passen Segmente, die an einer bestimmten Stelle des Umfanges im Zylinder festsitzen. Auf diese Weise wurden mehrere Arbeitsräume gebildet, worin der Dampf nach und nach expandiert.

Kettenlaschen-Schlitzmaschine.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 27.)

Nachdruck verboten.

Daß Ketten in richtiger Ausführung und Anwendung dazu angetan sind, im Werkzeugmaschinenbau oft recht komplizierte Rädergetriebe zu ersetzen, lehrt ein Besuch in den Werkstätten der Firma Hans Renold, Ltd. in Manchester. Dort zeigen nach „Am. Mach." die meisten Maschinen, die zur Herstellung der bekannten Renold-Ketten dienen, vorbildliche Anwendungsbeispiele eben dieser Ketten. Eine solche Maschine — eine Kettenlaschen-Schlitzmaschine — ist in den Fig. 15 bis 19 der Tafel 27 veranschaulicht, während die Fig. 8, 12, 13 und 14 verschiedene Details zeigen.

Die Kettenlaschen, in die die Öffnungen für die Bolzen eingebracht werden sollen, werden in einen auf die Maschine aufgesetzten Trichter a eingeschüttet. In dem Trichter wird ein Schieber c auf- und abbewegt, der die Laschen auf eine schiefe Ebene hebt, von der sie in eine Führungsrinne b gleiten. Um die Laschen, die am Ende der Rinne in vertikaler Stellung ankommen, in der richtigen horizontalen Lage auf den Transporteur d (Fig. 12) niederzulegen, dient folgende Einrichtung. Eine auf- und niederbewegte Zahnstange f (Fig. 18) arbeitet mit einem Zahnrad g und veranlaßt die Schwinge h, sich unter der Austrittsöffnung der Rinne um 90° hin- und herzudrehen. An der Schwinge sitzen einstellbare Finger, die sich öffnen, wenn die Enden k_1 gegen einstellbare

Digitized by Google

Anschläge k treffen. Dadurch kann die in der Förderrinne zu unterst liegende Lasche zwischen zwei Klauen fallen, wodurch sie in die zum Ablegen richtige Stellung kommt. Sobald die Schwinge von den Anschlägen losläßt, schließt eine Feder die Klauen um die Lasche. Die Klauen werden dann in eine wagerechte Lage gedreht, treffen gegen Stifte l und legen die Lasche auf dem Transporteur b ab, der sie auf ein Widerlager m überführt.

Der Transporteur d wird vermittelst eines Hebelsystems e, e_1 von einem Exzenter n aus bewegt. Auf dem Widerlager m wird die Lasche durch den Druckfuß p festgehalten, während die beiden Bohrer gleichzeitig die Lasche auf beiden Seiten bohren. Gesteuert wird der Druckfuß von einem Exzenter aus, auf dem die im Druckfuß gelagerte Rolle o läuft, und das ebenso wie die beiden Exzenter, die die Bewegung der Zahnstange f und des Transporteurs d einleiten, auf der Hauptwelle sitzt (Fig. 13). Die Vorschubbewegung der Bohrer wird dadurch erreicht, daß an jeder verschiebbaren Bohrspindel ein Drehhebel r (Fig. 15) anfaßt, der an seinem hinteren Ende eine Führungsrolle trägt, die durch Federwirkung dauernd gegen die schiefe Seite einer auf der Hauptwelle sitzenden Scheibe s gepreßt wird (Fig. 13). Die Umdrehung der Bohrspindeln wird vom Deckenvorgelege durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen bewirkt, die über Riemenscheiben q auf den beiden Bohrspindeln laufen (Fig. 16).

Der Hauptantrieb erfolgt ebenfalls von oben durch eine über ein Kettenrad t laufende Kette. Von der Kettenradwelle x wird die Drehung durch Kegelräder, Schnecke und Schneckenrad auf die Hauptwelle übertragen. Auf der letzteren sitzt außer den erwähnten drei Exzentern und den beiden Scheiben s noch ein Kettenrad w. Über dieses läuft eine Kette, die das Kettenrad w_1 antreibt (Fig. 19), von dem aus der Schieber c im Fülltrichter bewegt wird. Damit diese Kette nachgespannt werden kann, ist die Spindel des Rades w_1 in einer exzentrischen Muffe u gelagert, die gedreht und in der richtigen Stellung durch Spannbolzen festgelegt werden kann. Bei der Hauptkette ist zum gleichen Zwecke eine in einem schwingbaren Arm gelagerte Spannrolle x_1 vorgesehen. Ein Gleiten der Triebkette ist also völlig ausgeschlossen. Man muß deshalb ein Mittel schaffen, um den Antrieb auszuschalten, falls durch Versacken oder dergl. der Widerstand in der Maschine zu groß wird. In welcher Weise Renold diese Aufgabe gelöst hat, ist in Fig. 8 veranschaulicht. Das Kettenrad t ist auf die verlängerte Nabe eines zweiten Rades t_1 lose aufgeschoben, das auf der Welle x aufgekeilt ist. Im Rade t sitzt eine gehärtete Stahlbüchse v, im Rade t_1 eine solche v_1, und durch korrespondierende Bohrungen beider Büchsen ist ein Stift oder Draht gezogen. Die Stärke des Drahtes ist so bemessen, daß das Rad t das Rad t_1 und damit die Welle x mitnehmen kann, solange normale Betriebsbedingungen vorliegen. Steigt dagegen der Widerstand über das Normalmaß, so wird der Draht abgeschert, das Rad t läuft lose auf der Nabe von t_1, und die Maschine ist stillgesetzt. Ist dann die Ursache der Störung behoben, so hat man nur nötig, einen neuen Draht in die Bohrungen der Stahlbüchsen einzuziehen.

Eine über das zweite Kettenrad t_1 laufende Kette treibt eine Ölpumpe, die Öl nach den mit großer Geschwindigkeit umlaufenden Bohrern preßt. Um den Achsenabstand zwischen den Kettenradachsen bei etwaiger Lockerung der Kette einstellen zu können, ist die Pumpe in ihrem Bett in gewissen Grenzen verschiebbar gelagert.

Wie aus der Beschreibung erhellt, arbeitet die Kettenlaschenbohrmaschine völlig automatisch. Eine Person kann deshalb eine größere Anzahl überwachen. Am Morgen werden die Trichter, die etwa einen Tagesvorrat fassen, mit den ungeschlitzten Laschen gefüllt, und man hat nur darauf zu achten, daß sich die Laschen nicht irgendwie festsetzen, was man am besten in der nach vorn offenen Förderrinne beobachten kann.

Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Von Ingenieur **R. Dietze** in **Emden.**

(*Mit Abbildung, Fig. 186.*)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Außenpfette I Diff. 18 B.

Belastung durch ständige und Nutzlast (Fig. 186, Skz. 2)

$$5{,}07 \cdot \left(\frac{2.88}{2} + 0{,}86\right) \cdot 155 = \backsim 1810 \text{ kg}.$$

Eigengewicht $5{,}07 \cdot 47 = \backsim$ 238 kg

Sa. 2048 kg.

$$\sigma_1 = \frac{2048 \cdot 507}{8 \cdot 390} = 339 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Pfette dient gleichzeitig als Gurt für den Windverband. Die größte Spannkraft in ihr beträgt = 42 t.

$$\sigma_2 = \frac{42\,000}{59{,}9} = 702 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_{max} = 339 + 702 = 1041 \text{ kg/cm}^2.$$

Innenpfette am Oberlicht.

Die Belastung ist etwas geringer, die Gurtspannung die gleiche wie vorher und das Profil ist dasselbe.

Mittelpfette I NP 17. Belastung durch ständige u. Nutzlast:

$5{,}07 \cdot 2{,}88 \cdot 155 =$ 2260 kg

Eigengewicht $5{,}07 \cdot 19{,}7 = \backsim$ 100 kg

Gewicht des Windverbandes $= \backsim$ 100 kg

Sa. 2460 kg

Das Widerstandsmoment der I-Eisen NP 17 beträgt abzüglich der Nietschwächung

$$W_x = \frac{1}{8{,}5}(1165 - 1{,}3 \cdot 0{,}99 \cdot 8^2) = 127{,}5 \text{ cm}^3.$$

Die Beanspruchung wird daher

$$\frac{2460 \cdot 507}{8 \cdot 127{,}5} = \backsim 1220 \text{ kg/cm}^2.$$

Zur größeren Sicherheit ist angenommen, daß immer ein Gurtendstab spannungslos bleibt.

Pfetten im Felde 1 u. 11. Außenpfette I NP 18.

Belastung durch ständige und Nutzlast = 1810 kg

Eigengewicht $5{,}07 \cdot 21{,}7 =$ 110 kg

1920 kg

$$\sigma_1 = \frac{1920 \cdot 507}{8 \cdot 161} = 756 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Gurtkraft beträgt = 14 t.

$$\sigma_2 = \frac{14000}{27{,}9} = 502 \text{ kg/cm}^2,$$

demnach $\sigma_{max} = 756 + 502 = 1258 \text{ kg/cm}^2$.

Pfette am Oberlicht. I NP 18.

Die Belastung beträgt aus:

Ständiger und Nutzlast: $2.62 \cdot 5{,}07 \cdot 155 =$ 2060 kg

Eigengewicht: $5{,}07 \cdot 21{,}7 =$ 110 kg

Sa. 2170 kg

$$\sigma_1 = \frac{2170 \cdot 507}{8 \cdot 161} = 855 \text{ kg/cm}^2. \qquad \sigma_2 = \frac{14000}{27{,}9} = 502 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\sigma_{max} = 1357 \text{ kg/cm}^2.$$

Firstpfette. I NP 17. Die Belastung beträgt aus:

(Wind nur auf einer Seite des Firstes.)

Ständiger und Nutzlast: $1{,}2 \cdot 5{,}07 \cdot 155 + 1{,}2 \cdot 5{,}07 \cdot 117 =$ 1655 kg

Eigengewicht $5{,}07 \cdot 19{,}7 =$ 100 kg

1755 kg

$$\sigma_{max} = \frac{1755 \cdot 507}{8 \cdot 137} = 812 \text{ kg/cm}^2.$$

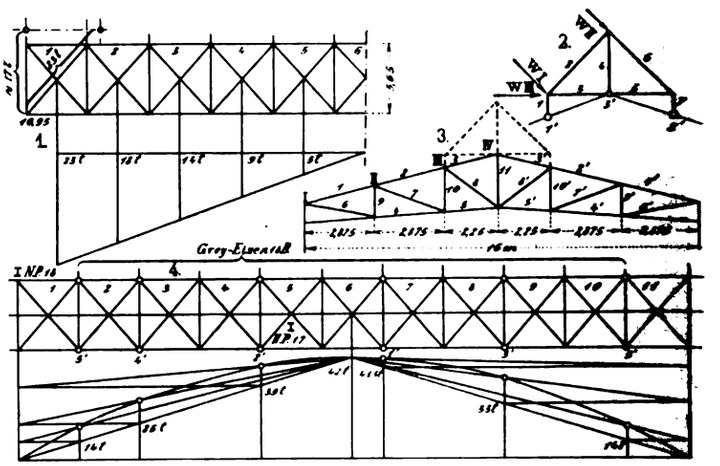


Fig. 186. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Berechnung des Windverbandes der Mittelhalle.

Der Windverband ist als Fachwerkträger zu beiden Seiten des Oberlichts angeordnet. Die vom Wind getroffene Fläche beträgt (Fig. 111, Heft 7, Skz. 3 u. 4): $56 \cdot 8{,}6 - 15 \cdot 2 = 452$ qm.

Demnach erhält der Windverband:

$452 \cdot 150 = 67{,}8$ t · Winddruck $= \frac{67{,}8}{2} = 33{,}9$ t auf jedes Fachwerk.

Die größte Spannkraft im Gurt beträgt:

$$\frac{P \cdot l}{8h} = S = \frac{33{,}9 \cdot 56}{8 \cdot 5{,}65} = 42 \text{ t}.$$

Als Gurte sind Grey-Eisen 18 B angenommen, die bis zu Punkt 1 u. 10 beibehalten werden. In den Endfeldern genügen I-Eisen NP 18, wie oben nachgewiesen.

Berechnung der Diagonalen*) (Fig. 186, Skz. 1).

Feld 1. Spannung + 23 t. Angenommen: ⌙ 120 · 80 · 10.

Querschnitt abzüglich der Nietschwächung $19 - 2{,}3 \cdot 1 = 16{,}7$ cm².

Beanspruchung: $\sigma = \frac{23000}{16{,}7} = \backsim 1380 \text{ kg/cm}^2$

zum Anschluß 6 Niete von 23 mm Durchmesser.

$\sigma_n = \frac{23000}{6 \cdot 4{,}15} = 923 \text{ kg/cm}^2.$ $\sigma_b = \frac{23000}{6 \cdot 2{,}3 \cdot 1} = \backsim 1670 \text{ kg/cm}^2.$

Feld 2. Spannung + 18 t.

⌙ 110 · 65 . 8; 5 Niete von 23 mm Durchmesser.

Nutz-Querschnitt: $13{,}36 - 2{,}3 \cdot 0{,}8 = 11{,}52$ cm².

*) Unter der Annahme, daß die Gegendiagonale spannungslos bleibt.

Digitized by Google

Beanspruchung:

$$\sigma = \frac{18000}{11{,}52} = \backsim 1560 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Niete:

$$\sigma_a = \frac{18000}{5 \cdot 4{,}15} = 867 \text{ kg/cm}^2, \qquad \sigma_l = \frac{18000}{5 \cdot 2{,}3 \cdot 0{,}8} = 1960 \text{ kg/cm}^2.$$

Feld 3. Spannung + 14 t.
⌙ 100 · 50 · 8; 4 Niete von 23 mm Durchmesser.
Nutz-Querschnitt 11,36 — 2,3 · 0,8 = 9,52 cm².

$$b = \frac{14000}{9{,}52} = 1472 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Niete:

$$\sigma_a = \frac{14000}{4 \cdot 4{,}15} = 843 \text{ kg/cm}^2, \qquad \sigma_b = \frac{14000}{4 \cdot 2{,}3 \cdot 0{,}8} = 1900 \text{ kg/cm}^2.$$

Feld 4. Spannung + 9 t.
⌙ 60 · 60 · 8; 3 Niete von 20 mm Durchmesser.
Nutz-Querschnitt: 8,96 — 2 · 0,8 = 7,36 cm².

$$\sigma = \frac{9000}{7{,}36} = 1223 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Niete:

$$\sigma_a = \frac{9000}{3 \cdot 3{,}14} = 957 \text{ kg/cm}^2, \qquad \sigma_l = \frac{9000}{3 \cdot 2 \cdot 0{,}8} = \backsim 1880 \text{ kg/cm}^2.$$

Feld 5. Spannung + 5 t.
⌙ 60 · 60 · 7; 2 Niete von 20 mm Durchmesser.
Nutz-Querschnitt: 7,91 — 2 · 0,7 = 6,51 cm².

$$\sigma = \frac{5000}{6{,}51} = \backsim 770 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung der Niete:

$$\sigma_a = \frac{5000}{2 \cdot 3{,}14} = 796 \text{ kg/cm}^2, \qquad \sigma_b = \frac{5000}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}7} = 1788 \text{ kg/cm}^2.$$

Feld 6. Spannung 0.
⌙ 60 · 60 · 6; 2 Niete von 20 mm Durchmesser.

(Fortsetzung folgt.)

Schneckenradmaschine.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 27.*)

Nachdruck verboten.

Zum Beweise dafür, daß die amerikanische Werkzeugmaschinenindustrie dauernd bemüht ist, ihre Erzeugnisse immer mehr zu vervollkommnen und nur peinlich genau arbeitende Maschinen auf den Markt zu bringen, sei darauf hingewiesen, daß die Cincinnati Milling Machine Comp. in Cincinnati eine Schneckenradmaschine ausgeführt hat, auf der ausschließlich Schneckenräder für die Teilköpfe ihrer Fräsmaschinen geschnitten werden. Diese Spezialmaschine, die infolge ihres beschränkten Anwendungsgebietes eine dem angestrebten Sonderzweck in allen Einzelheiten angepaßte Ausbildung erfahren konnte, ist auf Tafel 27 in Fig. 1 u. 3 in Vorder- und Rückansicht, in Fig. 2 u. 4 in Seitenansicht dargestellt.

Der Antrieb erfolgt von einem oben auf der Säule montierten Elektromotor aus, von dem mittels Riemen die Umdrehung auf die Welle a übertragen wird (Fig. 2). Über Teilwechselräder wird die Bewegung weitergeleitet nach der senkrechten Welle d und mittels Kegelräder d, d_1 nach der in Fig. 10 u. 11 im Detail veranschaulichten Momentausrückung. Das Kegelrad auf der senkrechten Welle, die hier wie in Fig. 1 mit o bezeichnet ist, treibt die Ausrückwelle n mittels konischen Rades n_2. Durch Stirnräder n_1 m_1 wird die Schneckenwelle m und damit die Schnecke m_2 angetrieben. Die letztere arbeitet mit dem Schneckenrade l_1, wodurch die Drehung der Werkstückspindel l eingeleitet wird.

Die Werkstückspindel ist in einem senkrecht verschiebbaren Schlitten gelagert, der durch Drehung einer Spindel f_1 eingestellt werden kann. Die letztere verschraubt sich in einem unverrückbar gehaltenen konischen Rade f, das von einem Rade g_1 auf der mit einem Handrad g ausgerüsteten Welle gedreht wird.

Von der Hauptwelle a, von der, wie gesagt, die Bewegung nach den Teilwechselrädern weitergeleitet wird, wird mittels Kegelräder auch die horizontale Welle b umgedreht. Diese trägt in ihrer rückwärtigen Verlängerung ein Kettenrad h, über das eine Morsekette läuft, die die Bewegung nach einer Schneckenwelle i und Schneckenrad k weiterleitet. Durch Kegelradübersetzung wird die Welle w vom Vorschubmechanismus der Fräserspindel umgedreht.

Die Arbeitsbewegung der Fräserspindel, die in Fig. 9 dargestellt ist, wird ebenfalls von der horizontalen Welle b abgenommen, von der aus mittels Winkelräder b_1 c_1 die senkrechte Welle c umgedreht wird (Fig. 3). Die letztere ist in der Detailzeichnung mit q bezeichnet und trägt an ihrem oberen Ende ein konisches Rad mit 18 Zähnen, das mit einem solchen von 54 Zähnen arbeitet und damit die Fräserspindel p umdreht.

Der Schaltmechanismus für den Fräser ist in den Fig. 5 u. 6 dargestellt. Die oben erwähnte Welle w dreht mittels Kegelradübersetzung die Welle r_2. Auf dieser sitzt eine Ausrückmuffe u, die von einem Stoßhebel v und Drehhebel v_1 ein- und ausgerückt werden kann. Ist die Kupplung vollzogen, so geht durch ein Stirnräderpaar r_1 s_1 im Verhältnis 1:1 die Drehbewegung weiter nach der Exzenterwelle s. Auf dieser sitzt die Kurvenscheibe s_2, die den senkrechten Vorschub des Fräsers veranlaßt. Der Vorschub ist ganz gleichmäßig und allmählich. Auf dem letzten Achtel ihres Umfanges geht die ansteigende Fläche der Scheibe aber in eine Ringfläche über, so daß für diesen Teil der Umdrehung kein Vorschub statthat, der Fräser vielmehr leer in seiner Schnittnut umläuft, etwa liegen gebliebene Späne entfernt und die Schnittflächen abschleift. Während dieser Zeit wird die Maschine selbsttätig stillgesetzt. Das geschieht durch ein auf die Welle r_2 aufgekeiltes Rad, das mit einem Ansatz gegen einen Hebel trifft, dessen Bewegung den Motor ausschaltet.

Wie der „Am. Mach." berichtet, läßt der Monteur jedes fertige Schneckenrad an seiner Werkbank, wo er einen kleinen Hilfsmotor stehen hat, erst einlaufen, ehe es in den Teilkopf eingebaut wird.

Berechnung der gekröpften Welle

einer Kesselspeisepumpe.

Von Ingenieur **Meller** in **Hildburghausen.**

(*Mit Abbildung, Fig. 187.*)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

3. Die Drehmomente.

Eingeleitet wird (bis zum linken Kurbelarm) ein konstantes Drehmoment von $M_t = 16\,200$ cmkg. Da aber die Pumpe in der 90°-Stellung ein Drehmoment von $3130 \cdot 15 = 46\,950$ cmkg gebraucht, so muß das Schwungrad (bis zum rechten Kurbelarm) die fehlenden $M_t = 46\,950 - 16\,200 = 30\,750$ cmkg abgeben. Das Drehmoment vom Kurbelzapfen berechnet sich nach Fig. 187, Skz. 1 zu:

$$M_{t_V} = Z \cdot h_1 + Z' \cdot h_2 - Z_h \cdot r - A_h \cdot r = Z \cdot R - (Z_h + A_h) \cdot r$$

(die Vertikalkräfte wirken nicht drehend); also wird:

$$M_{t_V} = 360 \cdot 45 - (228 + 1289) \cdot 15 = 16200 - 22750 = 6550 \text{ cmkg}$$

oder von der linken Seite gerechnet (das vom Schwungrad abgegebene Drehmoment ist durch ein Kräftepaar $M_{t_r} = P \cdot D$ dargestellt (Fig. 187, Skz. 2):

$$M_{t_{II}} = P \cdot h + P \cdot H - B_h \cdot r = P \cdot (h + H) - B_h \cdot r = P \cdot D - B_h \cdot r$$
$$= M_{t_r} - B_h \cdot r,$$

$$M_{t_V} = 30750 - 1613 \cdot 15 = 30750 - 24200 = 6550 \text{ cmkg}.$$

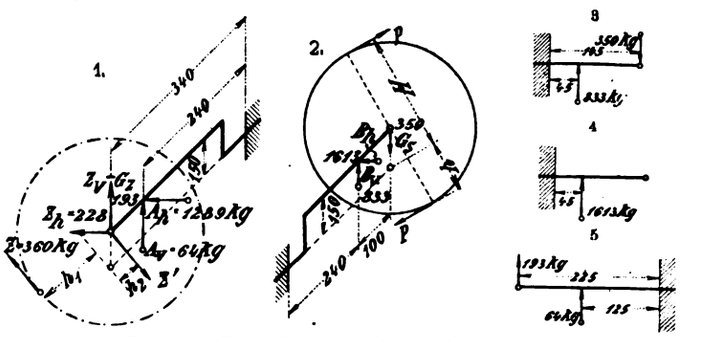


Fig. 187. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle.

4. Die ideellen Biegemomente.

Allgemein ist: $M_{b_i} = \frac{3}{8} \cdot M_t + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{M_b^2 + \alpha_0 \cdot M_t^2}$, wobei

$$\alpha_0 = \frac{\mathfrak{S}_b}{\frac{5}{4} \cdot \mathfrak{S}_t} = \frac{500}{\frac{5}{4} \cdot 400} = 1 \text{ ist.}$$

Es ergeben sich dann:

$$M_{b_{i_{II}}} = \frac{3}{8} \cdot 2980 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{2980^2 + 16200^2} = 1020 + 10300 = 11320 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{i_V}} = \frac{3}{8} \cdot 39600 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{39600^2 + 6550^2} = 14850 + 25040 = 39890 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{i_{VII}}} = \frac{3}{8} \cdot 3500 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{3500^2 + 30750^2} = 1310 + 19400 = 20710 \text{ cmkg}.$$

5. Der Kurbelzapfen.

Allgemein ist: $d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{\frac{\pi}{32} \cdot \mathfrak{S}_b}}$, also berechnet sich der Kurbelzapfen:

$$d_V = \sqrt[3]{\frac{39890}{0{,}1 \cdot 500}} = \sqrt[3]{798} = 9{,}3 \text{ cm}.$$

Seine Länge wird bei einem zulässigen Flächendruck von $p = 50$ kg/qcm:

$$l = \frac{S}{p \cdot d} = \frac{3220}{50 \cdot 9{,}5} = 6{,}8 \text{ cm};$$

wählt man $l = 70$ mm, so wird der Heißlaufwert:

$$w = \frac{S \cdot n}{l} = \frac{3220 \cdot 80}{7} = 36800.$$

Da man aber höchstens einen Wert von 30 000 zulassen soll, so berechnet sich:

$$l = \frac{S \cdot n}{w} = \frac{3220 \cdot 80}{30000} = \backsim 9{,}0 \text{ cm}.$$

Digitized by Google

6. Die übrigen Abmessungen.

a) Die Lagerstellen. Man berechnet vorläufig:

$$d_{VII} = \sqrt[3]{\frac{20710}{0{,}1 \cdot 500}} = \sqrt[3]{414} = 7{,}5 \text{ cm}.$$

Die Länge auf einen zulässigen Flächendruck $p = 25$ kg/cm² berechnet, ergibt sich bei der größten Lagerreaktion

$$B = \sqrt{B_v^2 + B_h^2} = \sqrt{833^2 + 1613^2} = 1810 \text{ kg}$$

zu: $$l = \frac{B}{p \cdot d} = \frac{1810}{25 \cdot 7{,}5} \backsim 9 \text{ cm}.$$

Dafür wird der Heißlaufwert

$$w = \frac{B \cdot n}{l} = \frac{1810 \cdot 80}{9} = 16100, \text{ was zulässig ist.}$$

Die Lagerstellen werden gleich gemacht, und da das ideelle Biegemoment an dem Lager B am größten ist, so wird:

$M_{VII} = 350 \cdot 14{,}5 - 833 \cdot 4{,}5 = 1350$ cmkg; $M_{VII_h} = 1613 \cdot 4{,}5 = 7260$ cmkg, (Fig. 187, Skz. 4 u. 5)

$$M_{VII} = \sqrt{1350^2 + 7260^2} = 7330 \text{ cmkg},$$

und da $M_t = 30750$ cmkg, so wird:

$$M_{i_{VII}} = \frac{3}{8} \cdot 7330 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{7330^2 + 30750^2} = 2760 + 19700 = 22460 \text{ cmkg},$$

mithin auch: $$d_{VII} = \sqrt[3]{\frac{22460}{0{,}1 \cdot 500}} = \sqrt[3]{449} = 7{,}66 \text{ cm}.$$

Wählt man $d = 80$ mm und behält $l = 90$ mm bei, so werden:

$$p = \frac{1810}{8 \cdot 9{,}0} = 25{,}2 \text{ kg/cm}^2 \text{ und } w = \frac{1810 \cdot 80}{9} = 16100.$$

Beide Werte sind günstig. (Fortsetzung folgt.)

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Das Chassis der Panhard & Levassorschen Motorwagen.

(*Mit Abbildung, Fig. 188.*)

Nachdruck verboten.

Seit Jahren genießen die französischen Motorwagen wegen ihres hohen Gebrauchswertes und wegen ihrer konstruktiven Einfachheit einen guten Ruf. Obgleich nun in der letzten Zeit auch eine ganze Anzahl deutscher Fabrikate auf dem Markte erschienen sind, von denen man mit Recht dasselbe sagen darf, glauben wir doch eine in gewisser Beziehung typische französische Konstruktion hier beschreiben zu sollen.

Es handelt sich um das Chassis des von der „Société Anonyme des Anciens Etablissements Panhard & Levassor in Paris und New-York konstruierten Automobil. Das durch Fig. 188 wiedergegebene Chassis wird von der genannten Firma für drei Kastenlängen ausgeführt, jedoch ändert sich dabei nur ein einziges Maß. Die Kastenlängen sind 2,3, 2.2 und 2,1 m, und dementsprechend ändern sich die Längen der Seitenteile $h\,h_1$ des Chassis auf 2,965, 3,065 und 3.165 m, wie das in Skz. 2 der Abbildung auch angedeutet ist.

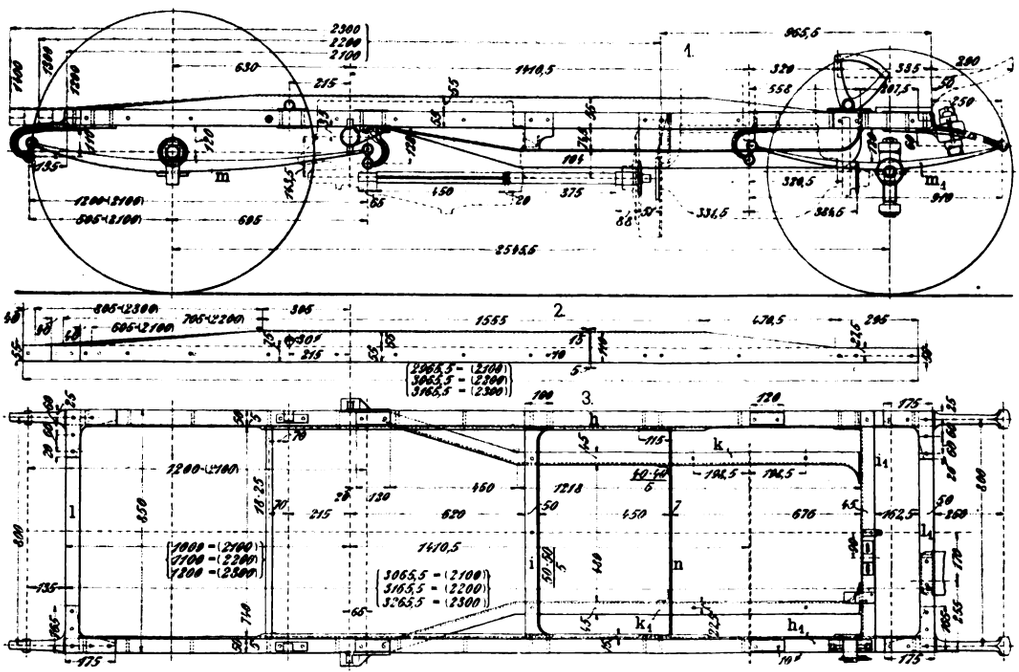


Fig. 188. Z. A.: Das Chassis der Panhard & Levassorschen Motorwagen.

Die Eisenkonstruktion des Chassis umfaßt in der Hauptsache die beiden Längsträger $h\,h_1$ und die mit diesen durch Laschen verbundenen Querträger $1\,l_1$ des Hauptrahmens, ferner die aus Winkeleisen von $50 \times 50 \times 5$ mm zugearbeitete Traverse i und die Flacheisenquersteife n. Eine weitere Versteifung in der Längsrichtung erfährt der Rahmen durch die beiden Zugstangen k und die Traverse i_1, die unmittelbar hinter der Querverbindung l_1 sitzt und durch ein Winkeleisen von $45 \times 45 \times 5$ mm gebildet wird. Die Zugstangen k dagegen gehen von den Teilen $h\,h_1$ des Rahmens aus und enden in Form von Flanschen an der Traverse i_1. Mit dem Flacheisen n sind sie durch Winkeleisen von $40 \times 40 \times 5$ mm verbunden, mit der Traverse i durch Nietung.

An die Querverbindungen 1 und l_1 des Rahmens sind vorn und hinten Tragarme für die großen Blattfedern $m\,m_1$ angeschraubt. Ebensolche Tragarme sitzen für dieselben Federn an den Rahmenteilen $h\,h_1$. Die Blattfedern vorn (m_1) haben 50, die hinteren (m) 55 mm Breite; ihre Länge stellt sich für die Federn der vorderen Achse bei allen drei Größen auf 910 mm, für die der hinteren auf 1200 mm für den kleinen, 1300 für den mittleren und 1400 für den großen Kasten.

Alle sonstigen Abmessungen sind aus der Abbildung Fig. 188 zu ersehen.

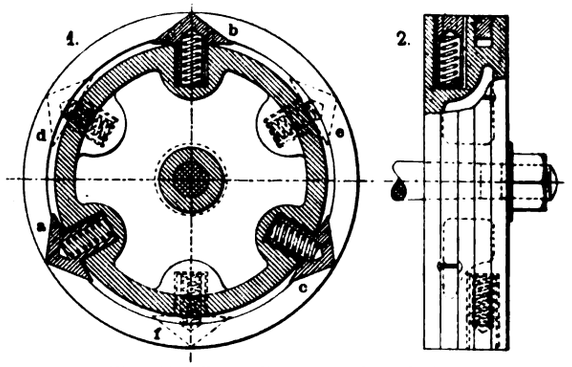


Fig. 189. Z. A.: Eigenartiger Dampfkolben.

Eigenartiger Dampfkolben.

(*Mit Abbildung, Fig. 189.*)

Nachdruck verboten.

Um das Durchtreten des Dampfes von einer auf die andere Kolbenseite zu verhindern, sorgt man durch die verschiedensten Maßnahmen dafür, daß die Kolbenringe sich fest an die Zylinderwand legen. Läßt man zu diesem Zwecke den Dampf auf die Rückseite der Ringe wirken, so werden diese während des größten Teiles des Kolbenhubes mit unnötig starkem Druck an den Zylinder gepreßt, so daß die Maschine eine große Reibungsarbeit leisten muß, die zwar geeignet ist, eine ideale Bremse abzugeben, deren Verlegung in den Arbeitszylinder jedoch keineswegs als vorteilhaft bezeichnet werden kann.

Aus diesem Grunde sind viele Spannvorrichtungen ersonnen worden, die unabhängig vom Dampfdruck wirken und bei denen meist Federn zur Anwendung kommen. Eine solche Konstruktion zeigt Fig. 189 nach einer Ausführung der Firma Allen & Simmonds in Reading. Der Kolben besteht nach „Eng." aus einem hohlen Gußkörper mit zwei Nuten im Umfang zur Aufnahme der aus drei Teilen zusammengesetzten Spannringe. An jeder Stoßstelle wird ein keilförmiger Kopf (a, b, c) durch je eine in einer Aussparung des Kolbenkörpers untergebrachte Feder zwischen die Ringstücke gepreßt. Die Keilstücke werden durch die hohlen zylindrischen Ansätze, in denen die Federn liegen, im Kolbenkörper geführt. Bemißt man nun die Spannkraft der Schraubenfedern so, daß sie gerade den zum dichten Anliegen der Ringe erforderlichen Druck ausüben, so wird jede unnötige Reibungsarbeit vermieden. Ein Verschieben der Ringe in der Weise, daß die Stoßstellen der beiden Ringe hintereinander zu liegen kommen, ist bei dieser Anordnung ausgeschlossen, weil die Keilköpfe ruhende Ansätze bilden.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 12. Begründet von W. H. Uhland. 4. Juni 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Die mechanische Sparfeuerung „Düsseldorf".

(Mit Abbildungen, Fig. 190—195.)

Nachdruck verboten.

Seit der ersten Hälfte des vorigen Jahrhunderts sind die Feuerungstechniker bemüht, einen „mechanischen Heizer" zu konstruieren, der höchstmögliche Ausnützung des Kohlenmaterials bei einfacher Bedienung und größtmöglicher Betriebssicherheit gewährleistet. Diese Bestrebungen haben auch für die Allgemeinheit ein erhebliches Interesse, weil durch die „Mechanisierung" des Kesselfeuerungsbetriebes der so lästigen Rauchentwicklung entgegengetreten werden kann. Anfangs allerdings betrachteten Kesselingenieure und Betriebstechniker die mechanischen Feuerungen mit Mißtrauen. Heute jedoch findet man kaum noch eine große elektrische Zentrale ohne „mechanische Heizer". Dieser Umschwung ist sicher darauf zurückzuführen, daß es mechanische Feuerungen gibt, die den berechtigten Ansprüchen in bezug auf rationellen-

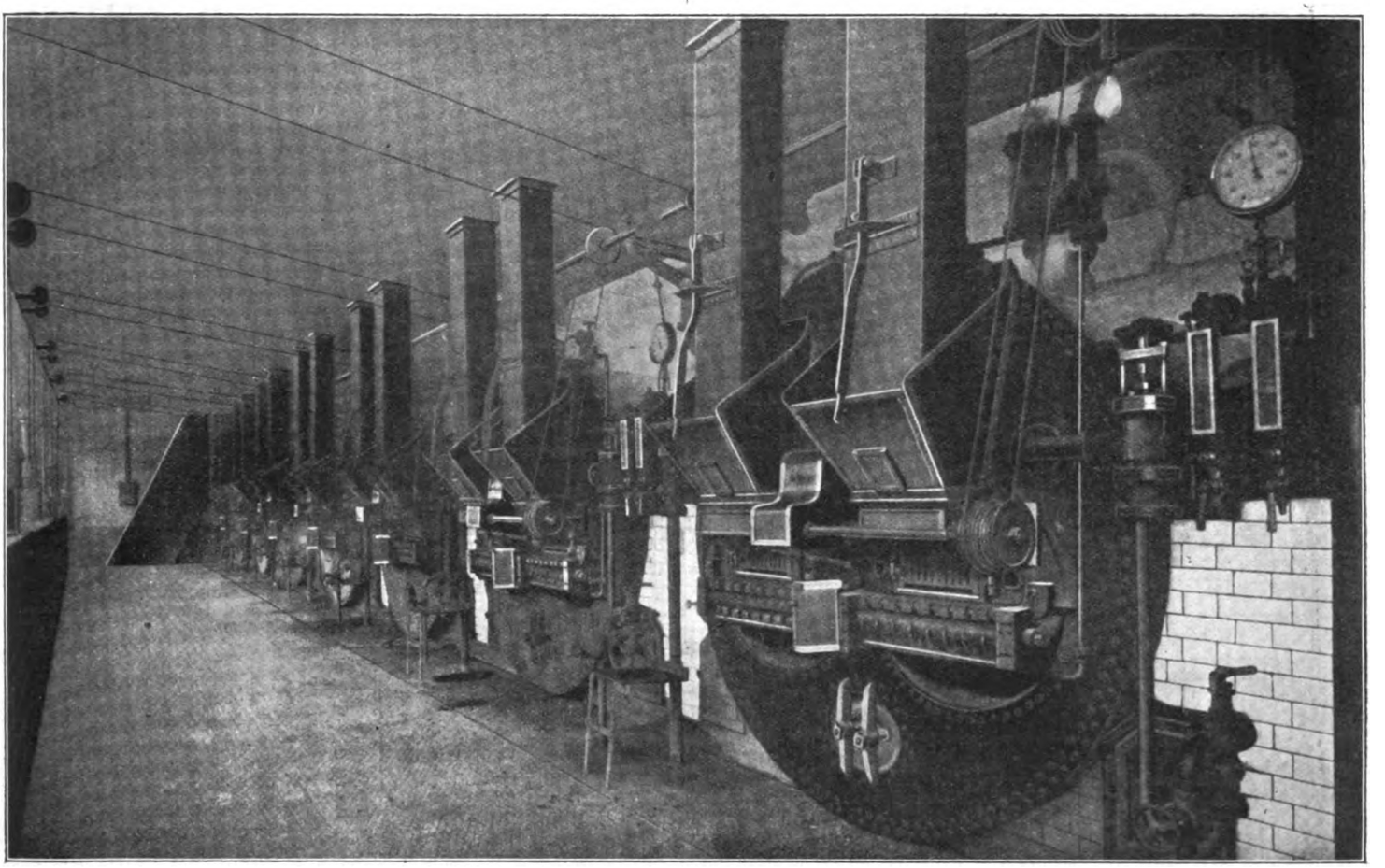


Fig. 190. Z. A.: Die mechanische Sparfeuerung „Düsseldorf".

Kesselbetrieb bei Ersparnis an Bedienung genügen und eine gewisse Betriebssicherheit besitzen. Zu diesen gehört beispielsweise die Sparfeuerung „Düsseldorf", die u. a. im Elektrizitätswerk Bercy der Compagnie du Chemin de fer Métropolitain de Paris in Paris aufgestellt ist und ebenso von der Compagnie Française pour l'exploitation des procédés Thomson-Houston für ihre Zentrale in Vitry angewendet wird.

In der Kesselanlage der Compagnie Métro, die Fig. 195 schematisch im Schnitt gibt, sind an 30 kombinierten Rauchrohr-Siederkesseln von je 244 qm Heizfläche mit Oberkessel und inneren Heizröhren Sparfeuerungen Düsseldorf montiert, während auf dem Werke der Compagnie Thomson-Houston (Fig. 191) zwölf Babcock-Wilcox-Wasserrohrkessel von je 500 qm Heizfläche mit dieser Feuerung ausgerüstet sind. Die Verdampfung pro Kessel schwankt zwischen 8000 bis 11 000 kg pro Stunde.

Die Wirkungsweise der Sparfeuerung Düsseldorf, die in Fig. 190 in der Ansicht an Flammrohrkesseln gezeichnet ist, ist die folgende:

Das Brennmaterial, durch die Becherkette am Fuße der Silos des Werkes Bercy zugeführt, füllt die Beschickungstrichter a, Fig. 192 u. 193. Infolge der der Antriebswelle p durch die Stufenscheibe o erteilten Bewegung läßt der Verteilungsschieber b eine gewisse Menge Brennmaterial in die Verkokungskammer e gelangen. Man sieht, daß die innere Öffnung des Trichters a und demzufolge die der Feuerung zuzuführende Menge Brennmaterial durch die dem Schieber b mittels der Kulisse e gegebene Stellung leicht zu regulieren ist. Diese Anordnung gestattet daher die Verwendung von Gruskohlen, Feinkohlen und Förderkohlen bis Faustgröße, ohne daß ein Brechen, Werfen oder Sortieren der Kohle auf dem Roste stattfindet. Infolge der Form des Verteilungsstückes d verteilt sich das Brennmaterial gleichmäßig über die ganze Breite des Rostes und in Böschung über die Verkokungsplatte f, hinter den Türen k und ihren Schutzkästen g. Die frische Kohle verkokt in Berührung mit der glühenden Kohle auf dem Roste und durch die Wirkung der rückstrahlenden Hitze, die ihr von dem oberhalb der Verkokungskammer e geschlagenen Gewölbe zuströmt. Die Luft, die durch die Türen k und die Schutzkasten g über das Feuer gelangt, erhitzt sich und bewirkt die Entzündung sowie Verbrennung der flüchtigen Bestandteile. Die Türen gestatten die Beschickung von Hand für das Anfeuern oder während des Stilliegens der Transmission.

Da die Verbrennung bei geschlossener Feuertüre vor sich geht, so kann auch keine kalte Luft, welche die Verdampfung vermindern würde, über dem Roste eintreten. Vielmehr entwickeln sich die Gase dort, mischen sich mit überschüssiger glühender Luft und entzünden sich an den glühenden Koksstücken, wodurch die selbsttätige Verbrennung der flüchtigen Bestandteile und damit die Rauchfreiheit gesichert ist.

In der Verkokungskammer e verkokt das Brennmaterial, d. h. es verwandelt sich in Koks und wird durch die horizontale Be-

Digitized by Google

wegung des Rostes h nach der Feuerbrücke zu transportiert. — Die gezahnten Roststäbe h, Fig. 193 u. 194, die auf Rollen ruhen, werden von zwei Antrieben mittels der Exzenterwelle i bewegt. Die erste dieser Antriebsbewegungen verschiebt gleichzeitig alle Roststäbe von vorn nach der Feuerbrücke l zu. Bei der zweiten Rückwärtsbewegung kommen die Roststäbe in Serien wechselweise zurück, d. h. die Roststäbe der ersten Serie, eingeschlossen zwischen den momentan feststehenden Roststäben der zweiten Serie, bewegen sich von hinten nach vorn. Das Resultat dieser Bewegungen und der Form der Roststäbe ist, daß Brennmaterial und Schlacken von der Feuerung gegen die Feuerbrücke transportiert werden und beim Rückgang der Roststäbe ungefähr am Platze bleiben.

Ein anderer Vorteil dieser langsamen, aber kontinuierlichen Bewegungen besteht darin, daß die Vorwärmung der mitten durch die Masse gehenden Luft sehr erleichtert wird. In der Tat hängen sich die Schlacken nicht an die Roststäbe, und das beständig aufgelockerte Brennmaterial häuft sich nicht an. Am äußersten Ende des Rostes, wo das Brennmaterial vollständig verbrannt ankommt,

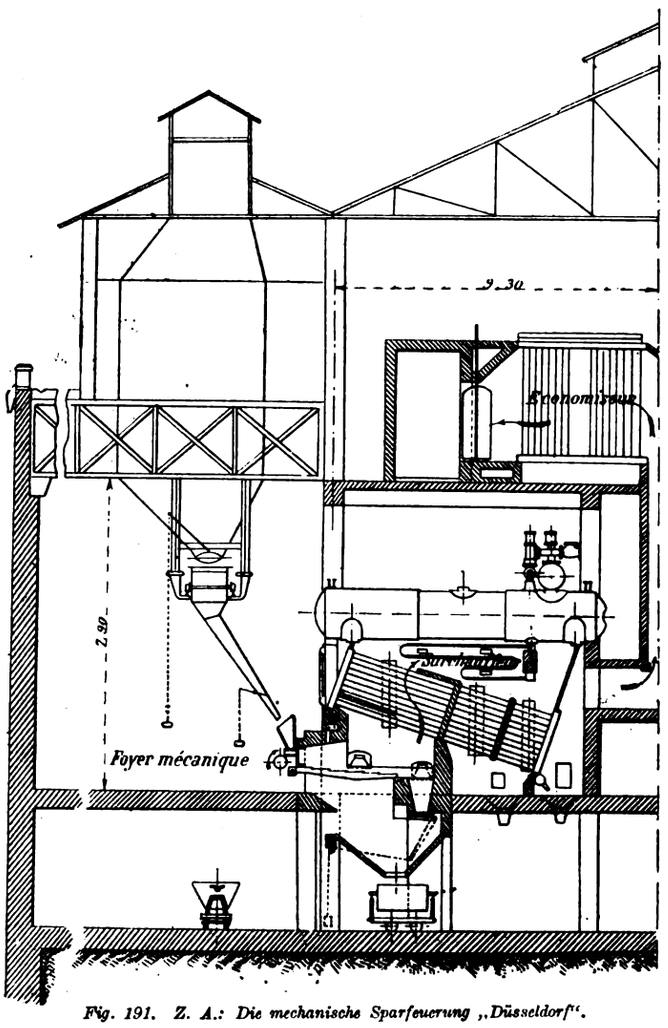


Fig. 191. Z. A.: Die mechanische Sparfeuerung „Düsseldorf".

fallen die Schlacken über die Feuerbrücke l in den Aschenfall u. Durch die Aschenfallklappe t werden diese Schlacken von Zeit zu Zeit entleert und fallen in kleine Wagen. Aus dieser Beschreibung geht hervor, daß der ganze Mechanismus außerhalb des Feuers liegt.

Die von der Sparfeuerungs-Gesellschaft m. b. H. in Düsseldorf ausgeführte Sparfeuerung Düsseldorf läßt auch große Schwankungen in der Beanspruchung zu; sie erlaubt, wie uns die Firma mitteilt, ebensogut die Verbrennung von 70 kg wie von 120 bis 130 kg pro qm Rost. Man erreicht diese Verschiedenheiten des Ganges sowohl mittels der Stufenscheiben o als auch durch Verstellung des Ganges der Schieber b durch die Kulisse s und dadurch, daß man durch den Hebel v (Fig. 193 u. 194) auf den Zug wirkt. Man kann also die Kessel mit voller Belastung arbeiten lassen, wodurch man einerseits auf eine geringere Kesselzahl käme, oder, wenn man das nicht will, stets eine gewisse Anzahl Kessel würde in Reserve halten können.

Erwähnt sei noch, daß bei der Métropolitain in Paris ein Mann sechs Kessel von je 244 qm Heizfläche bedient, womit also auch die Personalersparnis bewiesen wäre.

Die von einem Kessel von 250 qm, d. h. für eine Feuerung mit zwei Beschickungstrichtern beanspruchte Betriebskraft beträgt ungefähr ½ PS. Die Unterhaltungskosten sind gleich oder etwas geringer als die des gewöhnlichen Rostes.

Die Dampfturbine im Schiffbau.

Nachdruck verboten.

Die Dampfturbine hat sich in letzter Zeit ein neues Feld der Verwendung erobert, das der Betriebsmaschinen für Kriegs- und Handelsschiffe. Die ersten Versuche mit großen, schnellaufenden Schiffen, für deren Antrieb die Dampfturbine verwendet wurde, verliefen im großen und ganzen zur Zufriedenheit. Auf Grund dieser Ergebnisse versuchte man die Dampfturbine auch als Antriebsmaschine für große Schiffe mit verhältnismäßig niedrigen Fahrgeschwindigkeiten zu verwenden. Dabei zeigte es sich jedoch bald, daß die Dampfturbine noch lange nicht so beschaffen ist, um als geeignete Antriebsmaschine für alle in Betracht kommenden Fahrzeuge, wenigstens in nächster Zeit, angesehen werden zu können.

Wenn die bei schnellaufenden Fahrzeugen errungenen Erfolge ohne Frage auch als ein großer Fortschritt für die Verwendung der Dampfturbine zum Schiffsantrieb angesehen werden können, so haben sich doch bei langsamlaufenden Schiffen größerer Abmessungen noch recht ernstliche Schwierigkeiten eingestellt. Von verschiedenen Seiten sind diese dem Fehlen einer geeigneten Konstruktion des Propellers zugeschrieben worden. Bei einem Vergleiche der Arbeitsweise einer Dampfturbine beim Antriebe elektrischer Maschinen mit der beim Schiffsantrieb wird man jedoch finden,

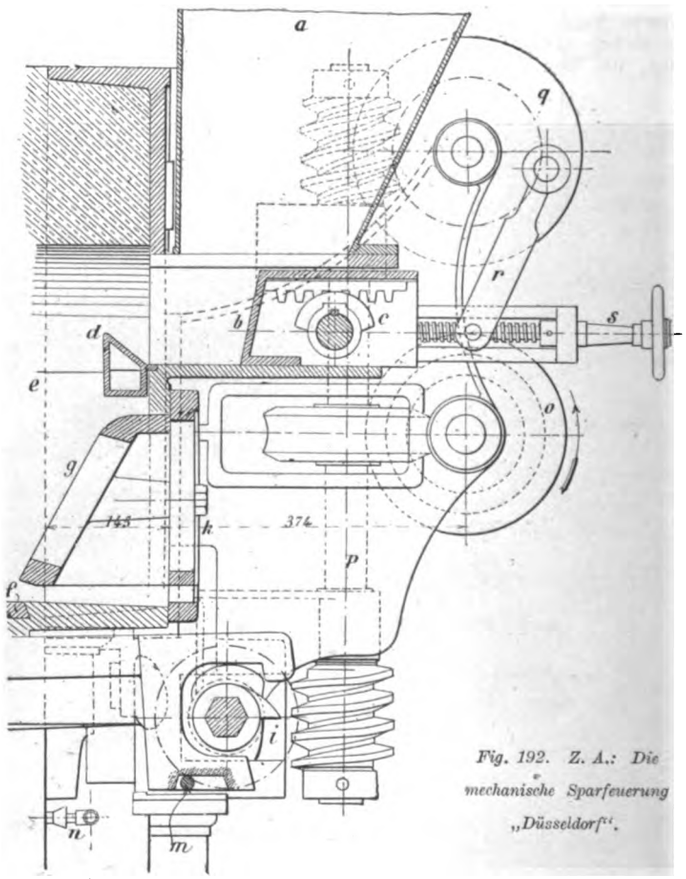


Fig. 192. Z. A.: Die mechanische Sparfeuerung „Düsseldorf".

daß die maximale Umfangsgeschwindigkeit noch nicht einmal die Hälfte der bei dem Betriebe elektrischer Maschinen auftretenden erreicht. Obgleich also die Dampfturbine beim Schiffsantrieb mit einer weit unter ihrer wirtschaftlichen Durchschnittsgeschwindigkeit liegenden Umdrehungszahl arbeitet, sind doch die Abmessungen gegenüber denen, die für Turbinen zum Antriebe elektrischer Maschinen gebräuchlich sind, bedeutend gesteigert worden. So wurde behufs Ausgleiches zwischen der verhältnismäßig niedrigen Umfangsgeschwindigkeit und der bei der Dampfturbine vorhandenen hohen Umdrehungszahl pro Minute eine bedeutende Vergrößerung des Durchmessers des Turbinenkörpers vorgenommen. Diese Maßnahme verursachte wieder eine beträchtliche Steigerung des Gewichtes pro geleistete Pferdekraft. Die Folge der Gewichtserhöhung war, daß der Kolbendampfmaschine gegenüber eine wirkliche Gewichtsersparnis von nur 5% blieb. Der Vorzug, den die Dampfturbine als Ersatz für die Kolbendampfmaschine durch eine große Gewichtsverminderung — das Gewicht einer Dampfturbine (wohlgemerkt: ohne Kondensationsanlage!) für solche Betriebe beträgt in der Regel nur ⅕ von dem einer Kolbendampfmaschine für eine gleiche effektive Leistung — in elektrischen Kraftwerken bietet, fiel also bei dem Antriebe von Schiffen geringer Fahrgeschwindigkeit aus. Gleichzeitig verursachte die Gewichtssteigerung eine große Unwirtschaftlichkeit der Schiffsdampfturbine, da diese, wie schon erwähnt, mit einer weit unter ihrer normalen Durchschnittsgeschwindigkeit liegenden Umdrehungszahl arbeitet. Diese Tatsache

Digitized by Google

ist als einer der Hauptgründe für die ungünstigen Resultate hierbei anzusehen. Es darf behauptet werden, daß es noch keiner Dampfturbine gelungen ist, eine Kolbendampfmaschine gleicher Leistung sowohl in der Geschwindigkeit als auch in der Wirtschaftlichkeit

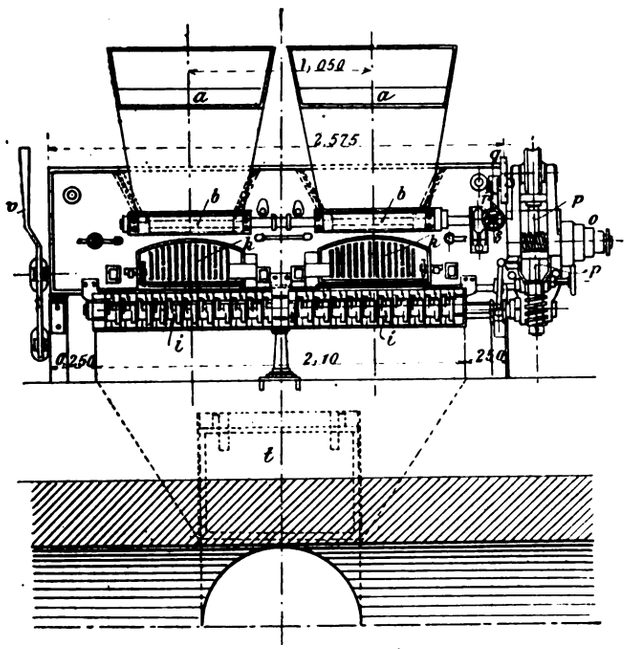


Fig. 193.

beim Betriebe langsamfahrender Schiffe zu übertreffen. Ja sogar der Verbrauch an Feuerungsmaterial erwies sich bei der Dampfturbine ungünstiger als bei der Kolbendampfmaschine!

Die Verminderung der normalen Durchschnittsgeschwindigkeit der Dampfturbine ist eine der Schwierigkeiten, die zunächst für das Mißlingen der Versuche mit langsamfahrenden Turbinenschiffen anzuführen wären.

Bei Dampfturbinen, die bei allen Belastungsgraden eine gleichbleibende Geschwindigkeit besitzen, stehen die hydraulischen Verluste in einem fast gleichmäßigen Verhältnis zu der geleisteten Arbeit. Eine Drosselung des Dampfes zum Zwecke einer Verringerung der Leistung um 20% verursacht keine wesentliche Abnahme der Wirtschaftlichkeit. Tritt aber eine solche Drosselung des Dampfes bei gleichzeitiger Geschwindigkeitsverringerung ein, wie sie beim Antriebe langsamfahrender Schiffe stets erforderlich sein wird, so kommen Verluste infolge hydraulischer Stöße hinzu. Der Dampfverbrauch pro indizierte Pferdekraft wird also zunehmen, da die Turbine, auch bei voller Belastung, ständig mit einer zu geringen Umlaufzahl arbeitet. Diese Tatsache führt zu der Überzeugung, daß die besonders zu beachtenden Merkmale bei der Konstruktion eines Turbinenschiffes in erster Linie in genügender Wirtschaftlichkeit unter allen vorkommenden Betriebsbedingungen liegen. Danach erst kommen die Versuche zur Durchführung einer vollen Geschwindigkeit in Betracht! Da die angedeutete Einführung eines besonderen Propellers für Turbinenschiffe einer gewissen Berechtigung nicht entbehrt, so wäre auf eine zweckentsprechende Vereinigung der Turbine und des Propellers Wert zu legen, um bei verhältnismäßig geringer Umlaufszahl die größtmögliche Wirtschaftlichkeit zu erhalten.

Der mit einer Kolbendampfmaschine arbeitende Propeller besitzt genügend große Abmessungen im Verhältnis zu der Leistung, die er geben soll. Bei Turbinenschiffen dagegen sind die Propeller mitunter so klein gehalten, daß eine Vergrößerung der Schaufelhöhlung und somit eine wesentliche Verringerung des Wirkungsgrades bedingt ist. Die bisherige Ansicht, daß der Prozentsatz des Schlupfes direkt als Maßstab der Propellerverluste anzusehen sei, ist widerlegt worden. Ein Schlupf von mehr als 40% hat keinen schwerwiegenden Einfluß, da der Propeller in solchem Falle noch einen Wirkungsgrad von 66 bis 70% besitzt. Bekanntlich sind geringe Grade des Schlupfes für diese Antriebe nicht zu empfehlen; beträgt er jedoch ca. 30%, so lassen sich merkliche Vorteile erlangen. In der Praxis hat sich gezeigt, daß der Wirkungsgrad beim Rückwärtsfahren stets abnimmt. Durch Turbinen angetriebene Wellen sind aber in dieser Fahrbewegung immer mehr oder weniger unzuverlässig.

Ehe nun nicht ein geeigneter Propeller für Turbinenschiffe konstruiert ist, kann an eine Einführung des Turbinenantriebes für kleinere Vergnügungsdampfer nicht gedacht werden. Man hat sich entweder mit Zwischenvorgelegen oder einer anderen für solche Antriebe besonders eingerichteten Turbine zu bedienen. Diese ließe sich bezüglich der Bauart mit einer Wasserturbine vergleichen, wie sie für Anlagen, wo die verfügbare Wassermenge im Verhältnis zu dem Gefälle klein ist, erforderlich sind. Da hier die Geschwindigkeit ungeheuer groß werden würde, ist die Verwendung einer Reaktionsturbine ausgeschlossen. Während man sich aber bei Wasserantrieb mit einer Aktionsturbine helfen kann, würden bei Dampf die Verluste so groß werden, daß an eine ernstliche Lösung der Frage gar nicht zu denken wäre. Im ersten Augenblick mag allerdings die Verwendung einer Aktionsturbine nach dem

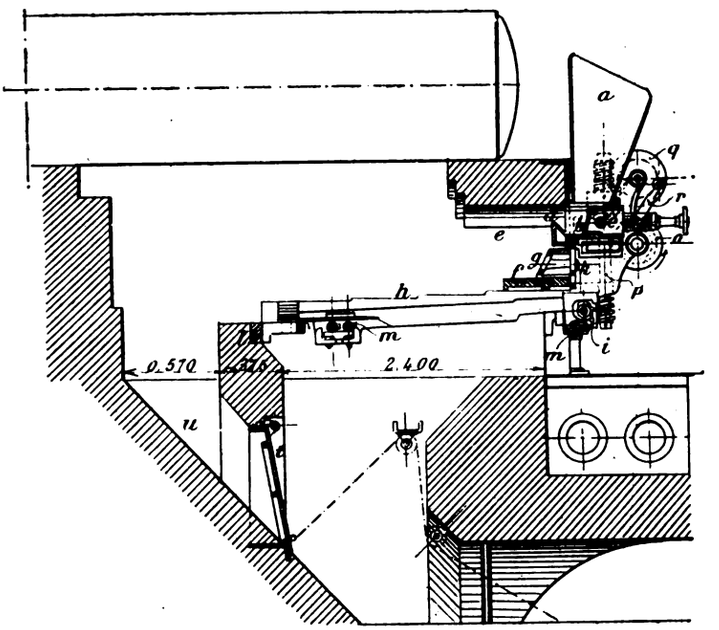


Fig. 194.

Curtis-System vorteilhaft erscheinen. Doch sind die engen Schaufeln einer auf Geschwindigkeit zugeschnittenen Kompound-Turbine mit Wasserantrieb für eine Dampfturbine mit Druck-Kompoundierung unmöglich. Bei einer Dampfturbine wäre Rücksicht auf

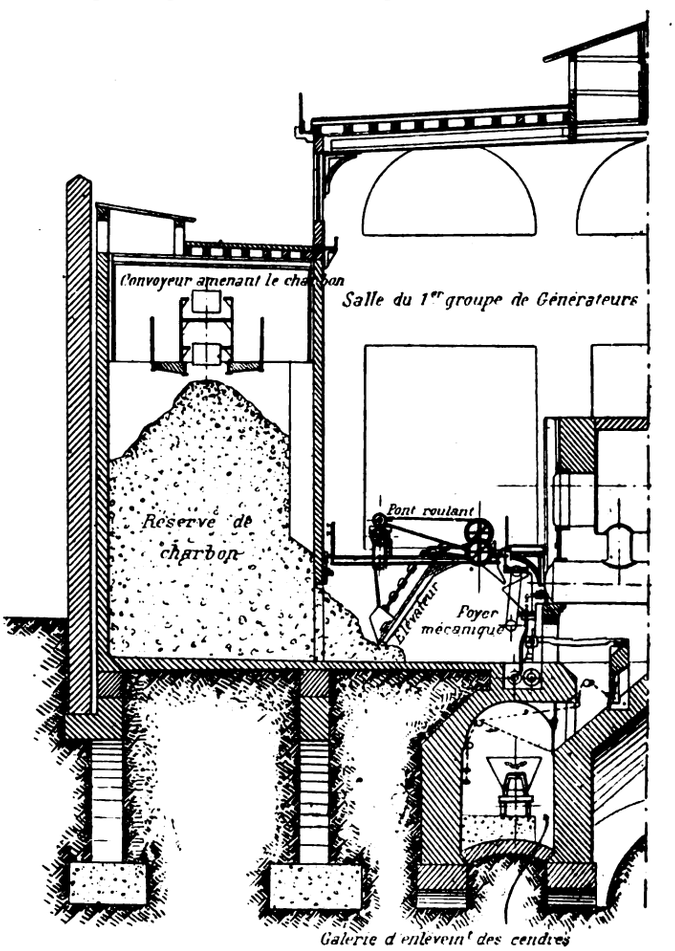


Fig. 195.

Fig. 193—195. Z. A.: Die mechanische Sparfeuerung „Düsseldorf".

eine sehr große Zunahme der radialen Tiefe für den durchfließenden Dampf zu nehmen. Wenn nun die Schaufeln sehr eng sind, so wird die ohne Änderung des Druckes eintretende radiale Expansion so plötzlich erfolgen, daß bedeutende Verluste unvermeidlich sind.

Digitized by Google

Da nun die Parsons-Turbine anerkannte Vorzüge zur Erlangung niedriger Dampfspannungen besitzt, so wäre vielleicht ein Ausweg in der Vereinigung einer solchen Turbine mit dem Curtis-System zu finden. Die niedrige Dampfspannung der Parsons-Turbine würde die Möglichkeit für die Benutzung kleinerer Dampfkessel bieten, was gerade bei dem Schiffsbetrieb ein nicht zu unterschätzender Gewinn sein würde. Denn es darf nicht vergessen werden, daß im Ersatz der Kolbendampfmaschine beim Antriebe von Schiffen durch die Dampfturbine neben möglichst großen Leistungen und bemerkenswerter Ersparnis an Brennmaterial als Hauptzweck eine merkliche Gewichtsverminderung der gesamten maschinellen Ausrüstung angestrebt wird. Was könnte also für eine Verringerung des Gesamtgewichtes günstiger sein, als eine hohe Dampfspannung und somit die Aussicht auf die Verwendbarkeit verhältnismäßig leichter Kessel. Jedenfalls erfordert gerade der Antrieb langsamfahrender Schiffe durch Dampfturbinen noch die eingehendsten Studien, ehe dieses Problem eine praktisch greifbare Gestalt annehmen kann.

Über moderne Wasser- und Dampf-Turbinen.

Von Ingenieur **Paul Hugo Günther** in **Bilbao** (Spanien).

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

II. Girard-Voll-Turbine.

Gehen wir von der Umfangsgeschwindigkeit v aus, so wird $v = x\sqrt{2gH} = x \cdot \sqrt{2g \cdot 1} = x\sqrt{2g} = 4{,}43\,x$; daraus: $x = 0{,}48 - 0{,}52$.

Für die Eintrittswinkel α findet man in den Ausführungen $\alpha = 15^0 - 24^0$, der hydraulische Wirkungsgrad sei wieder zu $\varepsilon = 0{,}8$ angenommen, und in den Ausführungen beträgt die Querschnittsverengung zwischen 20—10%, je nachdem Guß oder Blechschaufeln zur Anwendung kamen.

Das Aufschlagwasser berechnet sich in diesem Falle zu:

$$Q_1 = \pi \cdot D \cdot B \cdot c \cdot \sin\alpha = \pi \cdot a \cdot D^2 \cdot y \cdot \sqrt{2gH} \cdot \sin\alpha = 3{,}14 \cdot a \cdot D^2 \cdot y \cdot 4{,}43 \sin\alpha = 13{,}92 \cdot a \cdot y \cdot \sin\alpha \cdot D^2.$$

Die radiale Radbreite beträgt zwischen 8 und 12,5% also 0,08—0,125 D.

Auf Grund dieser Angaben entsteht Tabelle I (s. folg. Spalte).

III. Achsiale Reaktions-Turbine.

Bei dieser hat man zwei Geschwindigkeiten zu unterscheiden, die innere und die äußere; die innere wird man nahezu konstant halten, etwa gleich

$$v_i = x \cdot \sqrt{2gH} = 0{,}5\sqrt{2gH}, \text{ also } x_i = 0{,}5,$$

die größte äußere etwa

$$v_a = 0{,}95\sqrt{2gH}, \text{ also } x_a = 0{,}95.$$

Die größte mittlere Umfangsgeschwindigkeit erhält man somit zu: $x_m = (x_i + x_a) : 2 = (0{,}5 + 0{,}95) : 2 = \frac{1{,}45}{2} = 0{,}725$.

Es bleiben also für die mittlere Umfangsgeschwindigkeit von der Grenzturbine bis zur höchsten Überdruckturbine

$$D_m = 0{,}51 - 0{,}725\sqrt{2g \cdot H}; \; x = 0{,}51 - 0{,}725.$$

Der Berechnung sei $x_m = 0{,}52 - 0{,}54 - 0{,}56 - 0{,}58 - 0{,}61 - 0{,}65 - 0{,}70$ zu Grunde gelegt.

Erfahrungsgemäß wählt man die Eintrittswinkel α zwischen 15° und 33°, die ausgeführten Radbreiten variieren zwischen 10,0% und 33% von D. Die Schaufeln verengen je nach Ausführung in Guß oder Blech den Querschnitt um 20—10%; es wird also die Wassermenge:

$$Q_1 = (1-e) \cdot a \cdot \pi \cdot D^2 \cdot y \cdot \sqrt{2gH} \cdot \sin\alpha = (1-e) \cdot 13{,}92 \cdot a \cdot y \cdot \sin\alpha D^2.$$

Für die achsiale Reaktionsturbine entsteht Tabelle II (s. u.).

(Fortsetzung folgt.)

Tabelle I. Girard-Voll-Turbinen $D = 1\,m \cdot H_n = 1\,m$.

Bezeichnung	A	B	C	D	E
Charakteristik: $K = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}$.	58	68	77	90	102
$x =$	0,48	0,49	0,50	0,51	0,52
$v = x \cdot \sqrt{2gH_n} = x \cdot 4{,}43 =$	2,12	2,17	2,22	2,26	2,3
$n = x \cdot 84{,}5 =$	40,5	41,5	42,25	43,1	44
$\alpha =$	15°	17° 30′	19°	21° 30′	24°
$\cos\alpha =$	0,966	0,954	0,946	0,930	0,914
$\sin\alpha$	0,259	0,301	0,326	0,367	0,407
$\varepsilon =$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$y = \frac{\varepsilon}{2\cos\alpha \cdot x} =$ . .	0,865	0,855	0,845	0,842	0,840
Nutzfläche nach Abzug d. Schaufelverengung (1—e)	0,8	0,825	0,85	0,875	0,9
$a =$	0,08	0,09	0,10	0,115	0,125
$Q_1 = (1-e) \cdot 13{,}92 \cdot a \cdot y \cdot \sin\alpha \cdot D^2 =$ . . .	0,200 D^2	0,266 D^2	0,326 D^2	0,435 D^2	0,540 D^2
Wassermenge bei D = 1 m und H = 1 m .	200 l/sec	266	326	435	540
Nutzleistung $N_e = 10 \cdot H \cdot Q$	2,02	2,66	3,26	4,32	5,33
Nutzeffekt % = . . .	75,5%	75%	75%	74,5%	74%
Radiale Schaufelhöhe b_r Leitrad	0,08 D	0,09 D	0,1 D	0,115 D	0,125 D
Achsiale Schaufelhöhe b_a Leitrad	0,07 D	0,0805 D	0,0835 D	0,0875 D	0,091 D
Achsiale Schaufelhöhe b_a Laufrad	0,1 D	0,115 D	0,12 D	0,125 D	0,13 D
Radiale Schaufelhöhe b_r Laufrad oben . .	$b_r + 10$	$b_r + 10$	$b_r + 15$	$b_r + 20$	$b_r + 25$
Radiale Schaufelhöhe b_r Laufrad unten . .	0,176 D	0,225 D	0,270 D	0,345 D	0,437 D
Schaufelzahl: Leitzahl = Laufzahl = $z =$ . .	$\frac{40\,D}{D+0{,}1}$ Gußschaufeln; = $\frac{50 \cdot D}{D+008}$ Blechschaufeln				
Radeintrittswinkel $\beta =$	150°	145°	142°	137°	132°
Radaustrittswinkel $\gamma =$	13°	16°	20°	24°	28°
Angenähertes Gewicht der kompl. Turbine + 1 m Welle in offenem Wasserkasten G = kg	66 D_m $\cdot\sqrt{Q}$ l/sec	65 · D $\cdot\sqrt{Q}$	62 · D $\cdot\sqrt{Q}$	61 · D $\cdot\sqrt{Q}$ + H + HP	60 · D $\cdot\sqrt{Q}$ + H + HP

Tabelle II. $D = 1\,m \cdot H = 1\,m$

Bezeichnung	A	B	C	D	E	F	G
Charakteristik $K = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} =$	69	87	110	136	168	204	238
$x =$	0,52	0,54	0,56	0,58	0,61	0,65	0,70
$v = x\sqrt{2gH} = 4{,}43\,x =$	2,3	2,4	2,48	2,57	2.7	2,88	3,11
$n = x \cdot 84{,}5$	44	45,6	47,5	49	51,5	55	59,2
$\alpha =$	15°	18°	21°	24°	27°	30°	33°
$\cos\alpha =$	0,966	0,951	0,934	0,914	0,891	0,866	0,839
$\sin\alpha =$	0,259	0,309	0,358	0,407	0,454	0,500	0,545
$\varepsilon =$	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
$y = \frac{\varepsilon}{2\cos\alpha \cdot x} =$	0,850	0,825	0,816	0,802	0,785	0,755	0,724
$1 - e =$	0,8	0,815	0,83	0,845	0,86	0,875	0,9
$a =$	0,1	0,125	0,16	0.2	0,25	0,3	0,33
$Q_1 = (1-e) \cdot 13{,}92 \cdot a \cdot y \cdot \sin\alpha \cdot D^2 =$	0,246 D^2	0,352 D^2	0,540 D^2	0,770 D^2	1,065 D^2	1,380 D^2	1,635 D^2
Wassermenge in l/sec	246	352	540	770	1065	1380	1635
$N_e = PS_e$	2,6	3,64	5,5	7,75	10,65	13,7	16,15
η %	79,5%	77,5%	76,5%	75,5%	75%	74,5%	74%
Radiale Schaufelhöhe $b_r =$	0,1 D	0,125 D	0,16 D	0,2 D	0,25 D	0.3 D	0,33 D
Achsiale „ $b_a =$	0,0835 D	0,091 D	0,1 D	0,111 D	0,125 D	0,155 D	0,2 D
Schaufelzahl: Laufrad $i_2 =$	(40 D : D + 0,1) Guß; (50 D : D + 0,08) Blech						
Leitrad $i_1 =$	$i_2 - 1$.						
Radeintrittswinkel $\beta =$	27° innen	29° i.	31° i.	35° i.	39° i.	45° i.	50° i.
	57° außen	73° a.	95° a.	120° a.	130° a.	138° a.	140° a.
Radaustrittswinkel $\gamma =$	13°	15°	17°	19°	20° 30′	21° 45′	23°
Angenähertes Gewicht der kompletten Turbine + 1 m Welle G = kg	$60 \cdot D_m \cdot \sqrt{Q}$ l/sec.		$55 \cdot D \cdot \sqrt{Q}$ + H + HP			$52 \cdot D \cdot \sqrt{Q} \cdot 2$ (H + HP)	

Digitized by Google

Zigarettenpapiermaschine.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 30 und Abbildung, Fig. 196.)

Nachdruck verboten.

Die Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyß & Co. in Zürich hat kürzlich für die Königl. Papierfabrik Maastricht eine Zigarettenpapiermaschine von 1600 mm Arbeitsbreite geliefert, deren Lage und Anordnung aus den Zeichnungen auf Tafel 30 hervorgeht.

Die Maschine wird aus den beiden Stoffbütten $a\,a_1$ am einen Ende des Saales mit Papiermasse versorgt. In den Stoffbütten befinden sich Rührwerke, die nach oben ausgehoben werden können und ihren Antrieb durch Schneckenräder mit 54 Zähnen und 756 mm Teilkreisdurchmesser erhalten. Die Schneckenräder wiederum werden durch zweigängige Schnecken auf einer 50 mm starken Welle angetrieben, die ihre Bewegung durch konische Räder von einer Vorgelegewelle mit 121 Touren in der Minute erhält. Die Übersetzung der konischen Räder ist so gewählt, daß die Rührflügel in den Bütten 4,5 Touren in der Minute machen.

Durch 15 mm weite Rohre fließt der Stoff über den Topf b nach den beiden Schöpfrädern c. Diese machen sieben Touren in der Minute, heben den Stoff an und lassen ihn auf die Rinne c_1 fließen, die ihn dem Sandfang d zuführt, aus dem er in den Wandel-Knotenfänger e gelangt. Die Sieblänge ist 14 m. An die Schüttelmaschine schließen sich die Saugkasten i und Gautschpresse k an. Vom Formatwagen bis zur Gautschpresse wird, wie üblich, nur ein Sieb benutzt, über dessen Lauf Fig. 7 Auskunft gibt. Von der ersten Naßpresse gelangt der jetzt schon ziemlich zu Papier gewordene Stoff auf die zweite Naßpresse und von da auf die Trockenzylinder o. Diese haben 1,25 m Durchmesser und tragen auf ihren Achsen Zahnräder von 1,128 m Teilkreis-Durchmesser und 141 Zähnen. Der Antrieb erfolgt durch kegelförmige Zahnräder von zwei Wellen aus, deren jede 1,1 Touren in der Minute macht und durch einen Riemenkonus von 800×760 mm Durchmesser mittels gekreuzten Riemens betätigt wird.

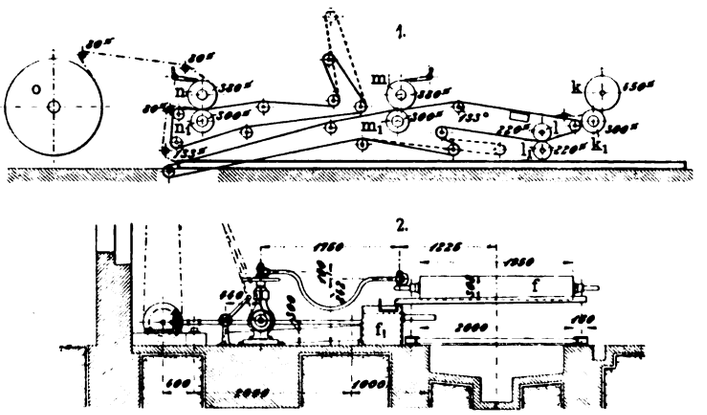


Fig. 196. Z. A.: Zigarettenpapiermaschine.

Das getrocknete Papier geht vom letzten Trockenzylinder nach dem Längsschneider p und wickelt sich schließlich auf den Ständer q.

Die Papiermaschine selbst empfängt ihren Antrieb von einer 30 PS-Dynamomaschine mit 750 Touren in der Minute, auf deren Welle zwei Riemenscheiben von 500 und 375 mm Durchmesser sowie 210 mm Breite sitzen. Wird die größere Scheibe als Antriebsscheibe benutzt, so kann die Papiergeschwindigkeit zwischen 25 und 50 m wechseln, bei der kleineren zwischen 35 und 70. Die Scheiben betätigen einen 2,5 m langen Riemenkonus von 1,18 m größtem und 0,8 m kleinstem Durchmesser. Der auf ihm liegende Riemen arbeitet auf einem zweiten Konus von gleichen Dimensionen und erteilt diesem alle zwischen 106 und 300 liegenden Touren. Der betreffende Riemen ist mittels Handrades und Spindel in jeder Stellung zu fixieren. Von den sonstigen Riemen betätigt ein 350 mm breiter die 110 mm starke Hauptwelle, von der aus sämtliche Achsen der zweiten Hälfte der Papiermaschine ihre Bewegung empfangen. Man erkennt aus dem Grundriß Fig. 6, daß überall Riemen als Übertragungsmittel und mit wenigen Ausnahmen Riemenkonen gewählt sind. Die Tourenzahlen der einzelnen Wellen entsprechen natürlich der Bewegung des Stoffes und betragen für die Achse k_1 1,02 per 1 m Papierbahn und für die Antriebswelle der Walze q 3,6; die Achse m_1 hat 1,003, die Achse n_1 1,06 m. Zwischen der ersten und zweiten Naßpresse m n schwankt die Tourenzahl der Papierbahn zwischen 23,5 und 66 für 25 bis 70 m Papier.

Die vordere Partie der Papiermaschine und, wie gesagt, auch die Stoffbütten empfangen ihren Antrieb von einer Wandtransmission, die 200 Touren in der Minute macht und von einer zweiten Dynamo von 10 PS mit 960 bis 1000 Touren in der Minute angetrieben wird. Bei dieser Transmission finden sich alle nur denkbaren Antriebsarten, neben der einfachen zylindrischen Scheibe der Riemenkonus, konische Räder und die Schnecke.

Der Verlauf der verschiedenen Filze ist aus Fig. 7, Fig. 1 und Abbildung, Fig. 196, 1 zu ersehen; die letztere zeigt die Anordnung mit Steigfilz.

Die ganze Maschinenanlage erscheint insbesondere auch wegen der guten Übersichtlichkeit der einzelnen Triebe und Maschinenteile beachtenswert.

Universal-Schleifmaschine.

(Mit Abbildungen, Fig. 197—200.)

Nachdruck verboten.

Unaufhörliche Verbesserungen führen die jüngste Gattung der Arbeitsmaschinen, die moderne Schleifmaschine, einem solchen Grad von Vollkommenheit im Aufbau wie in der Arbeitsweise und einer solch vielseitigen Verwendbarkeit entgegen, daß sie sich bereits in den verschiedensten Betrieben Eingang verschafft hat und allgemeiner Beliebtheit erfreut.

Auch die bekannte Newall Engineering Co. Ltd. in Warrington hat die in Fig. 197—200 nach einem Bericht in „Engineering" wiedergegebenen Einzelheiten ihrer Schleifmaschine durch mannigfache Verbesserungen vervollkommnet.

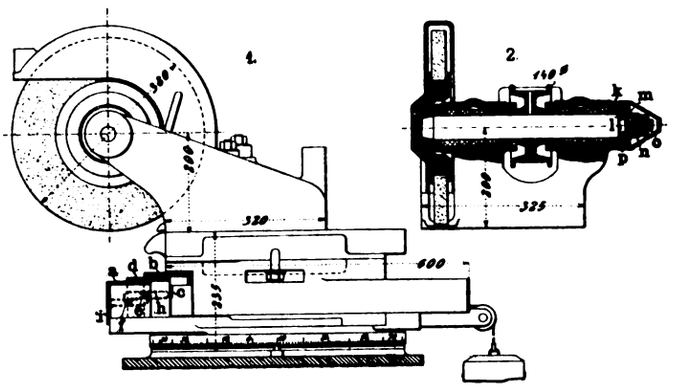


Fig. 197. Z. A.: Universal-Schleifmaschine.

Die um eine wagerechte Achse rotierende Schleifscheibe hat 304 mm Durchmesser und ist 19 mm breit. Die Stahlspindel, auf der sie nach Skz. 2 der Fig. 197 fliegend angeordnet ist, dreht sich in geteilten und außen konisch abgedrehten, darum nachstellbaren Lagerschalen aus Phosphorbronze. Der Antrieb erfolgt durch die zwischen den beiden Lagern angeordnete Riemenscheibe. Der Achsialdruck des Schleifrades wird von einer Mutter k aus gehärtetem Stahl aufgenommen, die sich unter Vermittlung des Ringes l an den Spindelansatz legt, während der Ring m an die Mutter n gepreßt ist. Die Schutzhaube p umhüllt das Gegendrucklager, und die Schleifscheibe ist durch eine Kappe abgedeckt. Die Spindel ist, wie Skz. 1 der Fig. 197 zeigt, in dem gegen das Werkstück vorspringenden Kopf des Schleifradschlittens gelagert. Der Schlitten läßt sich an das Werkstück heranschieben und um einen Zapfen drehen, wobei eine Gradteilung an der Drehscheibe den Drehwinkel anzeigt.

Um Staub und Wasser von den Gleitbahnen fernzuhalten, ist eine teleskopische Schutzvorrichtung am Schleifspindelschlitten, Skz. 1 der Fig. 197, angebracht. Sie besteht aus der an der Gleitbahn befestigten Haube a, dem am Schlitten angebrachten b und dem gegen beide verschiebbaren Zwischenstück d. Die Teile a

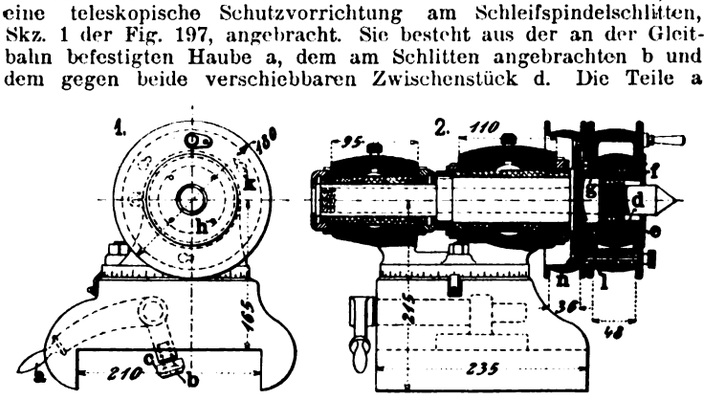


Fig. 198. Z. A.: Universal-Schleifmaschine.

und d sind mit wagerechten Schlitzen c und h versehen, in denen Stifte der Teile d und b geführt werden. Die Schrauben e und f begrenzen die Verschiebbarkeit in den Schlitzen. Ein Gegengewicht beseitigt die ungünstigen Wirkungen etwaigen Spieles und beugt Vibrationen vor.

Der Spindelstock, Fig. 198, läßt sich durch den Handhebel a leicht für verschiedene Längen auf dem Arbeitstisch einstellen und festklemmen, sowie rasch wieder lösen; ferner ist er mit einer runden Scheibe mit Gradteilung um einen Mittelzapfen drehbar. Die Spindel besteht aus gehärtetem Stahl und läuft in nachstellbaren Phosphorbronzelagern. Vorn trägt sie drei Riemenscheiben, deren zwei gleiche Durchmesser besitzen, während die dritte (f) kleiner und in der vorderen Scheibe jenes Paares unter-

Digitized by Google

gebracht ist. Je nach den Abmessungen des zur Bearbeitung kommenden Stückes verwendet man die größere oder die kleinere der beiden übereinander angeordneten Scheiben. Wird die kleinere gebraucht, so nimmt man die größere ab, wozu folgende Einrichtung geschaffen ist. Ein auf das Gewinde der Spindel geschraubter Stahlring d wird durch eine Hülse e aus Phosphorbronze mittels einer kleinen Schraube g, die in der Riemenscheibe f festsitzt, in ihr festgehalten. Die Hülse e kann auf dem Ring d gleiten. Die größere Riemenscheibe besitzt die aus Fig. 198, Skz. 1 erkennbaren, auf einem konzentrischen Kreis angeordneten Schlitze, die in der Drehrichtung verjüngt sind. Durch diese Schlitze reichen in der kleineren Riemenscheibe sitzende Bolzen hindurch, deren Kopf größer ist, als die Weite der Schlitze an der Stelle beträgt, wo die Bolzen während der Rotation anliegen. Der mit l bezeichnete Bolzen besitzt aber einen kleinen Kopf, der leicht durch seinen Schlitz hindurchgeht, durch eine zylindrische Schraubenfeder jedoch nach außen gedrängt wird. Drückt man ihn gegen die Federwirkung hinein und dreht die größere Riemenscheibe entgegen der normalen Drehrichtung, so gelangen die Köpfe der anderen Bolzen an die weiteren Enden der Schlitze, worauf die große Riemenscheibe über die Bolzenköpfe hinweg abzunehmen ist.

Der Längsschlitten hat Selbst-Längsgang mit selbsttätiger, stoßfreier Umsteuerung. Die Bewegung kann durch Mikrometerschrauben auf verschiedene Längen und zum Schleifen gegen Ansätze eingestellt werden. Der sinnreiche Mechanismus hierzu ist in Fig. 200 dargestellt.

Der in Skz. 1 der Fig. 199 dargestellte Setzstock preßt das Werkstück an die Schleifscheibe an. Durch die Schraube b schiebt man das Gleitstück a den Abmessungen des Werkstückes entsprechend vor. Eine Feder d, deren Spannung durch die Kopfschraube e geregelt wird, übt einen ständig nachschiebenden Druck auf das Stück a aus. Auf den bei g angelenkten Backen f wird durch die ebenfalls regelbare, bei h an a befestigte Spannvorrichtung ein Druck ausgeübt, so daß das Werkstück sicheren Halt

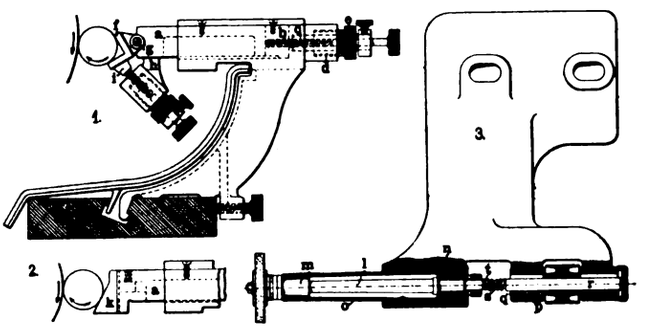


Fig. 199. Z. A.: Universal-Schleifmaschine.

findet. In vielen Fällen kommt man mit der einfacheren, in Skz. 2 der Fig. 199 gezeichneten Vorrichtung aus.

Der Innen-Rundschleifapparat, Skz. 3 der Fig. 199, enthält eine Welle r, die durch die zwischen zwei Lagern angeordnete Riemenscheibe eine Drehbewegung erhält, die sie durch die elastische Kupplung s auf die in den Lagern m und n ruhende, lange Schleifspindel überträgt.

Im Maschinengestell ist ein Wasserbehälter untergebracht, aus dem eine Rotationspumpe das zum Naßschleifen erforderliche Wasser entnimmt.

Neuere Dampfkesselanlagen,

System Mac Nicol.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 28 in Heft 11, sowie auf Tafel 29.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Eine gegen die auf Tafel 28 etwas veränderte Großwasserraum-Kesselhausanlage, System Mac Nicol, geben die Zeichnungen auf Tafel 29 wieder. Es handelt sich hier um das Kesselhaus der elektrischen Zentrale St. Petersburg, in dem 14 Mac Nicol-Kessel von je 300 qm Heizfläche für 10 t Überdruck untergebracht sind. Jeder Kessel ist mit einem Überhitzer von 70 qm verbunden, so daß im ganzen 4200 qm Kessel- und 890 qm Überhitzerheizfläche zur Verfügung stehen. Auch diese Anlage rührt von Petry Dereux, G. m. b. H. in Düren her.

Die Kessel sind im Kesselhause in Gruppen zu zwei derart untergebracht, daß vor ihnen der Heizerstand und hinter ihnen ein sogenannter Reinigungsgang bleibt. Jeder Kessel besteht aus dem Oberkessel e, dem Wasserrohrsystem a, den beiden Wasserkammern b c und den Unterkesseln h. Wasserumlauf und Dampfbewegung decken sich mit denen der oben beschriebenen Kessel, dagegen ist die Anordnung der Überhitzer anders. Hier sind nämlich die Rohrbündel der Überhitzer nicht rechts und links seitlich von den Oberkesseln, sondern in einer gemauerten Kammer n oberhalb davon angeordnet. Die Heizgase können unter Benutzung der Stellklappen so geleitet werden, daß sie die Überhitzer umspülen oder auch gar nicht mit ihnen in Berührung kommen. Im ersten Falle würde Heißdampf, im letzteren satter Dampf erzeugt werden.

Die Feuerführung ist derartig, daß die auf den Planrosten erzeugten Heizgase, nachdem sie das Röhrensystem a und die nach innen gekehrte Wand der Dampfkammer b umspült haben, an die Oberkessel e treten und von da in die Überhitzer gelangen. Haben sie diese umspült, so streichen sie an den hinteren Teilen der Oberkessel entlang, umspülen die Stutzen g sowie die Unterkessel h und entweichen schließlich in die Füchse. Diese wieder vereinigen sich zu Hauptfüchsen, von denen je zwei an einem gemeinsamen Schornstein angeschlossen sind.

Die Aschenfälle der Kessel sind trichterförmig vertieft und können von einem unterhalb des Heizerstandes angeordneten Aschengange aus entleert werden. Ebenso ist für sämtliche Kessel eine gemeinsame Ablaßleitung s_1 unterhalb des Reinigungsganges in einem Kanal untergebracht, der das Wasser durch absperrbare Rohre aus den Unterkesseln h und durch die Verbindungsstränge s_2 aus den hinteren Wasserkammern zugeführt werden kann.

Die Haupt-Speiseleitungen v w sind im Aschengange angeordnet und stehen mit jedem einzelnen Kessel durch absperrbare Rohre in Verbindung. Weiter ist durch ein System von Kondensrohren die Möglichkeit gegeben, die Dampfrohrleitungen zu entwässern, so daß Rohrbrüche nahezu ausgeschlossen sind.

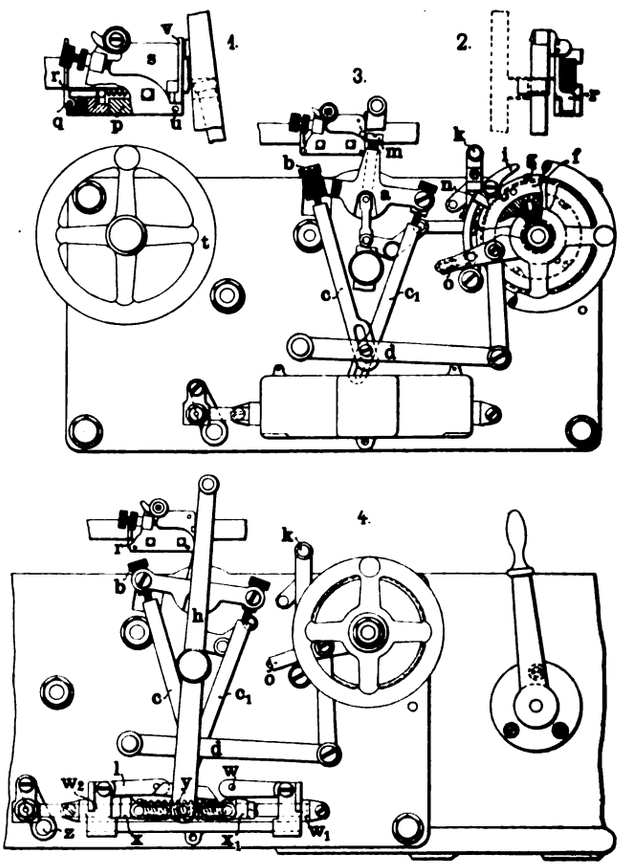


Fig. 200. Z. A.: Universal-Schleifmaschine.

Das Dampfrohrsystem an sich ist sehr übersichtlich angelegt und umfaßt die beiden Dampfsammler t t_1, die einzeln mit jedem Kessel durch eine Heißdampfleitung r und r_1, sowie durch eine Sattdampfleitung l und l_1 in Verbindung stehen. Man hat also hier die Möglichkeit, je nach Belieben auf den ersten oder zweiten Dampfsammler zu arbeiten, und kann ebenso nach Bedarf vom ersten oder zweiten Dampfsammler Dampf nach den Maschinen leiten. Zu diesem Zwecke sind die Rohrleitungen u u_1 vorgesehen, von denen u mit dem Dampfsammler t und u_1 mit dem Dampfsammler t_1 zusammenhängt. Im Maschinenhaus vereinigen sich diese Leitungen paarweise zu einem Strang, der zur Maschine führt.

Wie man sieht, ist das Dampfrohrsystem oberhalb des Kesselmauerwerkes angeordnet und kann demzufolge von dem Heizer leicht übersehen werden. Weiter sind alle unnötigen Bögen in der Rohranlage vermieden, nur die Verbindungen zwischen den Kesseln und den Dampfsammlern wurden in Form von Bogenstücken hergestellt. Ebenso lagerte man die Sammler selbst auf Rollen, so daß der Ausdehnung des ganzen Systems nichts im Wege steht.

Das Pumpenhaus ist in der Verlängerung der Mittelachse der größeren Kesselgruppe angelegt und erstreckt sich vom Kesselhaus aus unmittelbar bis an den Schornstein. An der einen Ecke des Kesselhauses befindet sich der Aschenaufzug, während eine Wendeltreppe den Aschengang zugängig macht. Ein Geleise in diesem ermöglicht den Transport der Schlacken mit Hilfe von Hunden, die mittels des Aufzuges zu Tage gefördert werden.

Digitized by Google

Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Von Ingenieur **R. Dietze** in **Emden**.

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Gurtstöße des Windverbandes.

Die Stöße sind jedesmal über Bindermitte angeordnet.
Stoß 1. I 18 B. $F = 59{,}9$ cm², $W = 390$ cm³. $N = 41{,}5$ t.

$$M = \frac{2{,}048 \cdot 507}{10} = 103{,}7 \text{ tcm}.$$

Im Nenner von M 10 statt 8 mit Rücksicht auf Kontinuität.

$$\sigma_{max} = \frac{41{,}5 \cdot 1000}{59{,}9} + \frac{103{,}7 \cdot 1000}{390} = 693 + 266 = 959 \text{ kg/cm}^2.$$

Flanschenlasche 180 · 10. Spannung in derselben maximal:

$$\sigma_{max} = \frac{13}{10} \cdot 959 = 1250 \text{ kg/cm}^2.$$

Nötige Nietanzahl: $\frac{18 \cdot 1{,}3 \cdot 959}{4{,}15 \cdot 1000} = 6$ Niete von 2,3 cm Durchm.

$$\sigma_a = \frac{18 \cdot 1{,}3 \cdot 959}{6 \cdot 4{,}15} = 900 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_l = \frac{18 \cdot 1{,}3 \cdot 959}{6 \cdot 2{,}3 \cdot 1{,}0} = 1626 \text{ kg/cm}^2.$$

Laschen des Steges: 2,130 · 8 mm = 20,4 cm²,
Nietanzahl = 3. Länge Breite des Steges

$$\sigma_a = \frac{693 \cdot 15 \cdot 0{,}85}{3 \cdot 4{,}15 \cdot 2} = 355 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_l = \frac{693 \cdot 15 \cdot 0{,}85}{3 \cdot 0{,}85 \cdot 2{,}3} = 1510 \text{ kg/cm}^2.$$

Stoß 2′, 3′ und 4′ wie vorher.
Stoß 5′. I NP 18. $F = 27{,}9$ cm², $W = 161$ cm³.
$N = 14$ t. $M = 103{,}7$ tcm.

$$\sigma_{max} = \frac{14 \cdot 1000}{27{,}9} + \frac{103{,}7 \cdot 1000}{161} = 500 + 644 = 1144 \text{ kg/cm}^2.$$

Flanschenlasche 82 · 10. Nötige Nietanzahl.

$$\frac{8{,}2 \cdot 1{,}04 \cdot 1144}{2{,}01 \cdot 1000} = \backsim 6 \text{ von } 1{,}6 \text{ cm Durchm.}$$

$$\sigma_a = \frac{8{,}2 \cdot 1{,}04 \cdot 1144}{6 \cdot 2{,}01} = 806 \text{ cm}^2,$$

$$\sigma_l = \frac{8{,}2 \cdot 1{,}04 \cdot 1144}{6 \cdot 1{,}6 \cdot 1} = 1018 \text{ cm}^2.$$

Laschen des Steges: 2,130 · 8 mm = 20,4 cm². 2 Niete von 2 cm Durchm.

$$\sigma_a = \frac{500 \cdot 15 \cdot 0{,}69}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 2} = 416 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_l = \frac{500 \cdot 15 \cdot 0{,}69}{2 \cdot 2{,}00 \cdot 0{,}69} = 1878 \text{ kg/cm}^2.$$

Berechnung des Binders.

1. Berechnung des Fachwerks für das Oberlicht.

Die Knotenpunktlasten aus Konstruktionsgewicht und Schneedruck berechnen sich folgendermaßen:

Knotenpunkt 1′. (Fig. 186, Skz. 2 in Heft 11.)

Gewicht der Fachwerksstäbe	40 kg
Pfette und Verstärkungswinkel	145 kg
Eindeckung und Schneelast	510 kg
Sa.	695 kg

oder rund 700 kg.

Knotenpunkt 2′ = 700 kg.

Knotenpunkt 3′.

Gewicht der Fachwerksstäbe	80 kg
Pfette	110 kg
Eindeckung und Schneelast	950 kg
Sa.	1140 kg.

Bestimmung der Winddrücke.

Der normal zum Oberlicht wirkende Winddruck beträgt 100 kg pro m².

Der Winddruck	I	beträgt:	$1{,}6 \cdot 5{,}07 \cdot 100 = 810$ kg
„	„	II „	$1{,}6 \cdot 5{,}07 \cdot 100 = 810$ kg
„	„	III „	$0{,}2 \cdot 5{,}07 \cdot 150 = 152$ kg

Die in den Stäben hervorgerufenen Spannungen durch Winddruck sind graphisch ermittelt und in der untenstehenden Tabelle zusammengestellt.

Bestimmung der Stab-Querschnitte.

Die Druckstäbe sollen eine vierfache Sicherheit gegen Knicken besitzen. Das kleinste erforderliche I_{min} ergibt sich zu

$$I_{min} = 2 \cdot P_{(t)} \cdot l^2_{(m)}.$$

Für die Knicklänge ist die theoretische Länge zwischen den Knotenpunkten eingeführt.

Stab 1. $I_x = 2 \cdot 13{,}13 = 26{,}26$ cm⁴,
$I_y = 2 \cdot 41{,}09 = 82{,}19$ cm⁴*)
$I_{min} = 2 \cdot 1{,}09 \cdot 0{,}7^2 = 1{,}07$ cm⁴.

Stab 3. $I_x = 2 \cdot 7{,}04 = 14{,}08$ cm⁴,
$I_y = 2 \cdot 8{,}29 = 16{,}58$ cm⁴.
I_{min} erf. $2 \cdot 1{,}03 \cdot 2{,}25^2 = \backsim 10{,}_4$ cm⁴.

Stab 4. $I_x = 2 \cdot 8{,}17 = 16{,}34$,
$I_y = 2 \cdot 10{,}12 = 20{,}24$.
I_{min} erf. $2 \cdot 1{,}74 \cdot 2{,}17^2 = \backsim 16{,}39$ cm⁴.

Stab 6. $I_x = 2 \cdot 21{,}98 = 44$ cm⁴,
$I_y = 2 \cdot 8{,}07 = 16{,}14$ cm⁴.
I_{min} erf. $2 \cdot 0{,}37 \cdot 3^2 = 6{,}7$ cm⁴.

Fachwerk des Binders (Skz. 3, Fig. 186 in Heft 11).
Bindergewicht 975 kg.

Die Ermittelung der Spannungen in den Stäben wird vom Winddruck getrennt vorgenommen.

Die im folgenden ermittelten Knotenpunktslasten setzen sich also zusammen aus Konstruktionsgewicht, Dach- und Schneelast.

Knotenpunkt I:

Binder und Windverband	= 120 kg
Pfette $5{,}07 \cdot 47$	= 238 kg
Dach- u. Schneelast $2{,}3 \cdot 5{,}07 \cdot 117$	= 1362 kg
	1720 kg

Knotenpunkt II:

Binder und Windverband	= 240 kg
Pfette $5{,}07 \cdot 21{,}9$	= 110 kg
Dach- u. Schneelast $2{,}85 \cdot 5{,}07 \cdot 117$	= 1680 kg
	2030 kg

Knotenpunkt III:

Binder und Windverband	= 220 kg
Pfette $5{,}07 \cdot 47$	= 238 kg
Dach- u. Schneelast $1{,}42 \cdot 5{,}07 \cdot 117$	= 842 kg
Gewicht durch das Oberlicht	= 700 kg
	2000 kg

Knotenpunkt IV:

Binder	= 200 kg
Zuschlag für Knotenbleche u. s. w.	= 200 kg
Gewicht durch das Oberlicht	= 1140 kg
	1540 kg

*) Für die Berechnung der Trägheitsmomente sind die Tabellen von Geusen und Miliczek verwendet.

(Fortsetzung folgt.)

Spannungstabelle für die Stäbe des Oberlichtes.

Nummer des Stabes	Theoret. Länge mm	Spannung durch Eigengew. u. Schneelast	Spannung durch Wind	Gesamt-Spannung	Gewähltes Profil	Vorhand. Nutz-Querschnitt	I_{min} erforderlich	I_{min} vorhanden	σ kg/cm²	Niete n	Niete Durchmesser	Niete σ_a / σ_b
1	700	— 700	— 390	—1090	⊤⊤ $\frac{50 \cdot 50}{7}$	13	1,07	26,26 82,19	84	2	16	280 380
2	3000	0	+ 360	+ 360	Stab 2 wie Stab 6				42	2	16	92 113
3	2250	0	—1030	—1030	⊥⊥ $\frac{45 \cdot 30}{5}$	7,0	10,4	14,08 16,58	143	2	16	263 322
4	2170	—1140	— 600	—1740	⊥⊥ $\frac{45 \cdot 30}{6}$	8,28	16,39	16,34 20,24	210	2	16	447 544
5	2250	0	+ 280	+ 280	Stab 5 wie Stab 3				40	2	16	72 88
6	3000	0	— 370	— 370	⊥⊥ $\frac{45 \cdot 45}{5}$	8,5	6,7	44,00 16,14	32	2	16	95 116
7	700	— 700	— 260	— 960	Stab 7 wie Stab 1				74	2	16	247 300

Digitized by Google

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Gegenstrom-Vorwärmer,

System Demnitz.

Von **Max Otto** in **Fischendorf**-Leisnig.

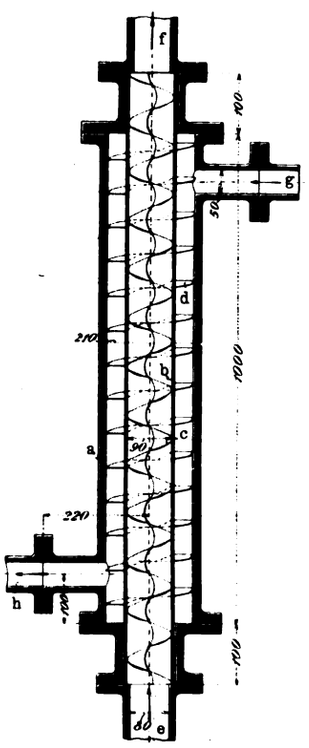
(Mit Abbildungen, Fig. 201 u. 202.)

Nachdruck verboten.

Der Gegenstrom-Vorwärmer, Fig. 201, hat den Vorteil, daß Siederohre fehlen, durch die der Vorwärmer bekanntlich verhältnismäßig kompliziert und teuer wird. Ebenso kann sich in dem neuen Apparat kein Schlamm absetzen, er kann sich also auch nicht verunreinigen und verstopfen.

Der Vorwärmer besteht aus zwei ineinander geschobenen Rohren a b, in und um welche Schnecken c d derart angeordnet werden, daß Wasser und Dampf entgegengesetzt gerichtete, schlangenförmige Wege beschreiben müssen. Der Dampf tritt bei e ein und wird durch die Schnecke c in eine rotierende und zugleich wirbelnde Bewegung versetzt, wodurch er gezwungen ist, viel von seiner Wärme an das Rohr b abzugeben. Der Dampf tritt bei f wieder aus.

Das Wasser tritt bei g ein und beschreibt, gezwungen durch die Schnecke d, einen schlangenförmigen Weg um das Rohr b, nimmt auf diesem Wege sehr viel Wärme auf und tritt bei h wieder aus.



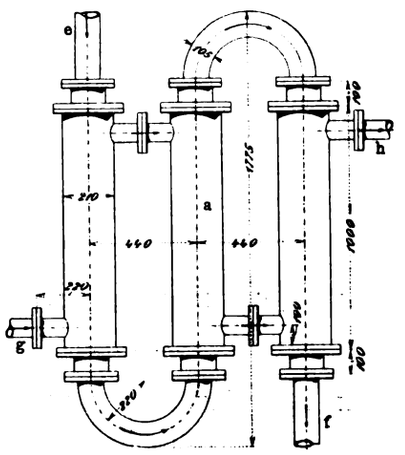


Fig. 201. Z. A. Gegenstrom-Vorwärmer. Fig. 202.

Ein Versetzen des Vorwärmers durch Schlamm ist, wie gesagt, ausgeschlossen, da dieser infolge des geringen Querschnittes der Wasserspirale stets wieder mit hindurch gepreßt wird. Der Wert dieses gesetzlich geschützten Vorwärmers liegt in der großen Wirkung auf verhältnismäßig kleiner Heizfläche.

Die Reinigung ist einfach, da man den Vorwärmer nach Abnehmen eines Deckels sofort in seine einzelnen Teile zerlegen kann. Übrigens lassen sich auch (vgl. Fig. 202) zwecks Vergrößerung der Wirkung und Heizfläche mehrere solche Vorwärmer zu Batterien vereinigen.

Sylbe-Kupplung.

(Mit Abbildung, Fig. 203.)

Nachdruck verboten.

Die von der Schmöllner Maschinenfabrik und Eisengießerei in Schmölln, S.-A. ausgeführte Sylbe-Kupplung ist sowohl bei Wellen mit niedrigen als mit hohen Umdrehzahlen gleich vorteilhaft zu verwenden. Sie gewährleistet auch im Vollbetrieb ein sicheres stoßfreies Ein- und Ausrücken. Infolge der verhältnismäßig großen Reibungsflächen sind die auftretenden Flächendrücke nur gering, und die Handhabung ist sehr leicht. Die Kupplung besteht aus einer kleinen Anzahl Einzelteile, die sich fast alle im Gleichgewicht befinden, wodurch der Abnutzung wirksam vorgebeugt ist.

Fig. 203 zeigt eine mit der Riemenscheibe verflanschte Sylbe-Kupplung im ausgerückten Zustande. In dieser Ausführungsform dient sie dazu, die Transmission stillzusetzen, während die Riemenscheibe in Bewegung bleibt. Auf der Transmissionswelle h ist eine Büchse i befestigt, auf der die mit der Riemenscheibe r fest verbundene Muffe g lose läuft. Mit der Muffe g ist der Mittelring a der Kupplung verschraubt. Solange die Kupplung also nicht eingerückt ist, laufen Mittelring a, Muffe g und Riemenscheibe r als Ganzes lose um die mit der stillstehenden Transmissionswelle h verbundene Muffe i. Auf der Transmissionswelle h ist die Kuppelmuffe c festgekeilt, und beim Einrücken der Kupplung werden durch Gegenpressen der Schleifringe $b\,b_1$ Kuppelmuffe und Mittelring fest verbunden; infolgedessen wird nun auch die Transmissionswelle h bei der Umdrehung durch die Riemenscheibe p mitgenommen. Beim Einrücken der Kupplung wird durch Verschieben der Muffe w der Winkelhebel e gedreht und durch ein Kniehebelsystem die Schraube d angezogen. Diese Bewegung teilt der als Wage-

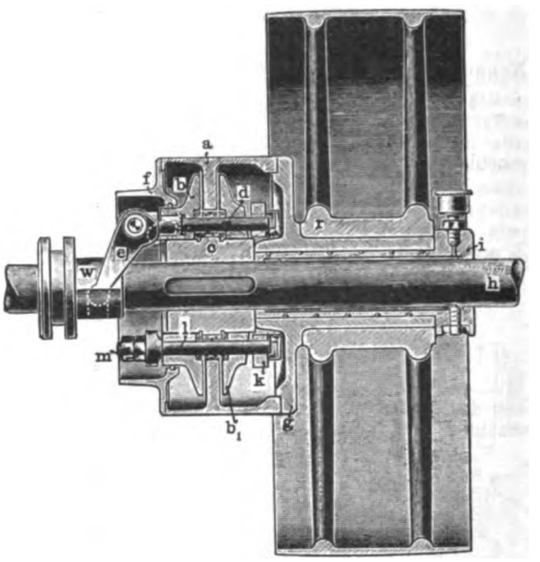


Fig. 203. Z. A.: Sylbe-Kupplung.

balken ausgebildete Ring k der Schraube l mit, so daß die Schleifringe $b\,b_1$ gleichmäßig angezogen werden. Der Ring k wirkt federnd, um ein elastisches und stoßfreies Einrücken zu ermöglichen.

Beim Ausrücken der Kupplung wird der Hebel e durch Verschieben der Muffe w in die in Fig. 205 gezeichnete Stellung gedreht. Die Spiralfedern zwischen den Schleifringen lösen diese dann vom Mittelring, so daß die Kupplung ausgerückt ist.

Durch Verstellen der Muttern m kann der Anpreßdruck der Schleifringe gegen den Mittelring und damit das Durchzugsvermögen der Kupplung reguliert werden. Ein Schutzring f verhindert das Eindringen von Staub und sonstigen Verunreinigungen.

Über Tangentialkeilung.

(Mit Abbildung, Fig. 204.)

Nachdruck verboten.

Die Befestigung von Schwungrädern, großen Turbinenrädern und Dynamo-Ankern, überhaupt schwerer rotierender Maschinenteile erfolgt entweder durch Doppelkeilung oder noch zweckmäßiger mittels Tangentialkeilung mit durchlaufenden doppelten Flachkeilen. Sowohl in die Welle wie in die Nabe werden (vgl. Fig. 204) einseitige Nuten eingefräst oder gehobelt, die nur je eine Breitfläche und eine Höhenfläche erhalten. Die Höhenflächen der Nuten stehen einander gegenüber in einer Ebene, die durch das Wellenmittel geht. Die Nutflächen sind parallel, weder auf der Breitseite noch auf der Höhenfläche ist in der Nutenwandung Anzug vorhanden. Die zusammengelegten Keilpaare sind gleichbreit und gleichdick, die Teillinie erhält einen Anzug von 1% auf der Schmalseite, wodurch das Keilpaar auseinandergetrieben und festgekeilt wird.

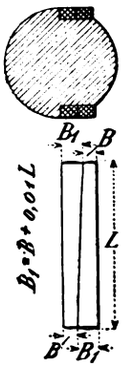


Fig. 204. Z. A.: Über Tangentialkeilung.

Die Einlegung der zwei Keilpaare muß gleichzeitig erfolgen, weil bei Einzelkeilung die Welle in der Nabe verdreht würde. Eine Klemmung der Keile auf deren Fläche findet bei Anwendung zweier Keilpaare nicht statt, bei der nicht üblichen Verwendung nur eines Keilpaares würden die Keile auch auf der Breitseite — Dicke — geklemmt; die Breite B_1 der Keile wählt man mit Bezug auf Fig. 204 $B_1 = B + 0{,}01\ L$.

Damit die Keilpaare beim Anzug besser rutschen und bei einer Demontage sich besser lösen, legt man zwischen die Teilungs- oder Berührungsflächen der Schmalseite einen Zinkstreifen, besser noch Messingstreifen, die ihren Zweck gut erfüllen. Die Keilpaare sind unter sich gleich und infolgedessen leicht gleichzeitig zu bearbeiten. Sie werden ohne besondere Gewalt eingetrieben und ebenso entfernt. Die Tangentialkeilung bietet völlige Sicherheit, ein Lockern ist ausgeschlossen, selbst wenn die Bohrung etwas Spielraum hat, obschon dies nicht vorkommen darf. Ebenso kann seitliche Verschiebung einer Nabe bei Tangentialkeilung nicht eintreten.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 13. Begründet von **W. H. Uhland.** **18. Juni 1908.**

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Steinkohlen-Brikettfabrik.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 32.*)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 32 in den Fig. 1—6 wiedergegebene Steinkohlenbrikettfabrik wurde von der Zeitzer Eisengießerei und Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft in Zeitz ausgeführt und arbeitet mit einer Zeitzer-Presse für stündlich 6 t fertige Briketts, sowie einer Tieglerpresse für geringere Leistung.

Die Kohle wird auf dem Transportband a, das über die Brücke A_1 in den Silospeicher A geführt ist, herangeschafft und mit Hilfe eines Transportbandes auf die Silozelle verteilt. Diese hat zwei konische Böden, an die sich unten Ausläufe mit Aufgabewalzen anschließen. Aus dem Silo A geht die Kohle auf ein zweites Transportband, das am sogenannten Kohlenelevator (vergl. Fig. 2) endet. Dieser hebt die Kohle auf den sogen. Kohlenboden A_3, und von da gelangt sie in den Dampftellertrockenapparat b, der in der nächsttieferen Etage aufgestellt ist. Kohlentrichter c nehmen die durch den Trockenapparat gegangene Kohle auf und leiten sie in die Verteilungsapparate d, neben denen die Verteilungsapparate d_1 stehen; diesen wird das Pech durch einen Elevator f aus dem Pechknackwerk e im Pechkeller E_1 zugeführt. Das Gemenge aus Kohle und Pech gelangt in die Mischschnecken g und von da in die Desintegratoren h; aus diesen geht es durch die Elevatoren i, Fig. 1, in das Dampfknetwerk, unterhalb dessen die Brikettpresse l angeordnet ist. Ein Gurttransporteur m leitet die fertigen Briketts in die Brikettloren o auf den Geleisen im Schuppen H. Das Geleise n, das durch einen Schuppen H läuft, ist für die Pechzufuhr bestimmt. Oberhalb der Geleise n o befindet sich ein Brikettlagerraum G, auf dem die Briketts so lange abgelagert werden, bis sie im Waggon verfrachtet werden können.

Die Kohle kommt aus der Wäsche in einer Größe bis zu 10 mm und enthält bis zu 20% Wasser. Sie kann, wie gesagt, dem Silo zugeführt werden, läßt sich aber als Trockenkohle aus der Separation allein oder vermischt verarbeiten. Die Kohle aus der Separation wird in Hunden durch Kreiselwipper herangeschafft.

Maschinenhaus D und Kesselhaus F sind unmittelbar an das Maschinenhaus E angebaut; jenes enthält eine liegende Dampfmaschine p mit zweistufiger Expansion, dieses einen Heißdampfkessel q. Als Baustoff für sämtliche Gebäude wurde im Interesse möglichster Feuersicherheit Eisen und Stein verwendet, auch die Treppen sind ganz in Eisen ausgeführt.

Die in den Fig. 7 und 9 bis 10 dargestellte Brikettpresse liegender Bauart ist kombiniert mit einem aufgebauten Dampfknetwerk k und einer Füllvorrichtung. Der Antrieb erfolgt durch Riemenscheibe und Zahnradvorgelege r_1 s_1 mit Winkelzähnen. Das große Zahnrad s_1 ist als Kurbelrad ausgebildet, wobei seine rotierende Bewegung mittels einer Zugstange t und eines kräftigen Hebels u_1 in eine pendelnde Bewegung umgesetzt und auf eine starke Welle u übertragen wird. Diese, sowie die Antrieb- und Kurbelradwelle r sind in zwei stabilen, gußeisernen Seitenständern gelagert, die wieder auf einem gußeisernen Fundamentrahmen verschraubt sind. Durch die pendelnde Bewegung der vorderen Welle werden mittels eines zweiarmigen Hebels und Gelenkstangen die zwei Preßhebel x x_1, deren einer vor und einer hinter der Revolverscheibe w_1 angebracht sind, in eine hin- und hergehende Bewegung gesetzt, und dadurch wird mit großer Übersetzung ein gewaltiger Druck auf die vorderen und hinteren Preßstempel y übertragen. Das Preßgut fällt aus dem Dampfknetwerk k durch die einstellbare Schieberöffnung direkt in den mit einer rotierenden Flügelwelle versehenen Füllkasten und gelangt dann in den Stopferkasten, in denen der Stopfer die Füllung der Preßformen und die Vorpressung bewirkt. Am Ausgange des Stopferkastens, anschließend an die Revolverscheibe, ist ein verbesserter Verteilerrahmen vorgesehen, der eine gleichmäßige Füllung sichert und den Verschleiß der Preßkammern vermindert.

Die fertigen Briketts werden in der Mitte oben ausgestoßen und behufs weiterer Verladung auf den erwähnten Gurttransporteur m geschoben. Der Stopfer und der Ausstoßer werden mittels Kurbel und Kulisse von der Kurbelradwelle aus betätigt. Die Pressung erfolgt von beiden Seiten zu gleicher Zeit mit gleichstarkem Druck, wodurch das Material gleichmäßig verschoben und die Briketts gleichmäßig fest werden.

Die Bauart ist sehr kräftig, und zu allen Teilen wird nur gutes Material verwendet. Die Zugstange t ist mit Spannfedern t_1 versehen, die bei zu hohem Druck eine Sicherheit gegen Bruch gewährleisten. Durch Auswechslung der Formen können Briketts verschiedener Größe hergestellt werden, und bei Verschleiß der Formen sind nur diese, nicht auch die Formscheibe, zu erneuern. Die Pressen werden in zwei Größen gebaut; ihre Leistungen betragen bei ca. 23 Pressungen pro Minute bei Modell I ca. 5.5 t und bei Modell II ca. 8 t stündlich.

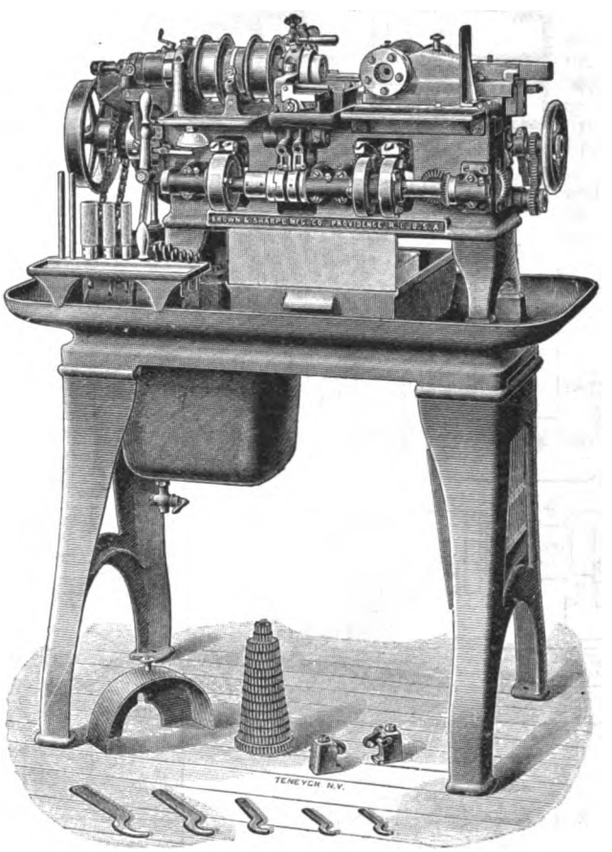


Fig. 205. Z. A.: Selbsttätige Revolverbank.

Tandem-Dampfmaschine

mit Recke-Ruston Ventilsteuerung.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 31, Fig. 1—3 u. 6—11.)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 31 in Fig. 1—3 wiedergegebene liegende Dampfmaschine arbeitet mit zweistufiger Expansion, sowie Zylindern von 11¼ und 17½″e; ihr Kolbenhub stellt sich auf 26″, die Tourenzahl auf 150 in der Minute, so daß bei einem Anfangsdruck von 160 ℔ per □″e eine Leistung von 222 PS engl. erreicht wird. Erbauerin der Maschine, deren Zeichnungen dem „Engineering" entnommen sind, ist die Firma Ruston, Proctor and Co., Ltd. in Lincoln.

Der hochgespannte Kesseldampf tritt durch das Absperrorgan g in den Ventilkasten des Hochdruckzylinders a, leistet in diesem Arbeit und geht durch die Auslaßventile der H D-Seite in den Receiver c, wo er gewärmt wird. Von da tritt der Dampf in den Einlaßventilkasten der Niederdruckseite, leistet im Niederdruckzylinder b Arbeit und entweicht im Rohrstrange b_1 nach dem Kondensator f, dessen Pumpe d als zweizylindrige Balancierpumpe ausgeführt ist.

Das Frischdampfeinlaßventil g, der Hahn im Heizdampfrohr des Receivers und der Kaltwasserschieber am Kondensator sind von der Maschinenstube aus mittels langer Spindeln zu bedienen.

Die Details der Einlaß- und Auslaßsteuerung sind aus den Fig. 6—9 zu ersehen; sie gehören zur Gruppe der zwangläufigen Ventilsteuerungen mit Verstellung des Triebwerkes. Auf der Einlaß- und Auslaßseite trägt jede Steuerwelle k k_1 zwei Daumen l l_1, die sich gegen den ∩-förmig gebogenen Mitnehmer m resp. m_1 anlegen. Die Mitnehmer sind durch Zapfen mit den gleitklotzartig ausgebildeten Köpfen der Ventilspindeln verbunden, die Köpfe führen sich in den Ventilhauben, und unterstehen dem Einflusse der in den Hauben untergebrachten und mittels Schrauben nachspannbaren Spiralfedern. Das Exzenter i, das die Steuerwelle k_1 der Einlaßseite des Hochdruckzylinders betätigt, untersteht dem Einflusse eines Achsenreglers auf der Hauptsteuerwelle e.

Digitized by Google

Selbsttätige Revolverbank.

(Mit Abbildungen, Fig. 205—210.)

Nachdruck verboten.

Die Revolverbänke der Brown & Sharpe Mfg. Co. in Providence weisen deshalb so hohe Leistungen auf, weil die leeren Bewegungen, wie Materialvorschub, Umschalten der Laufrichtung der Spindel, Rücklauf und Drehen des Revolverkopfes in ungewöhnlich kurzer Zeit ausgeführt werden und Spindelgeschwindigkeit sowie Vorschub der Schlitten den verschiedenen Arbeitsbedingungen und Materialien genau angepaßt werden können. Die Hebel zum Ein- und Ausrücken der verschiedenen Bewegungen lassen sich von einem Punkte aus bedienen.

Eine solche selbsttätige Revolverbank ist in den Fig. 205, 208 u. 210 veranschaulicht, und zwar zeigt Fig. 210 die Vorderseite der Maschine mit einem Querschnitt durch Spindellager und Friktionsscheiben, Fig. 208 die Rückseite der Maschine. Der

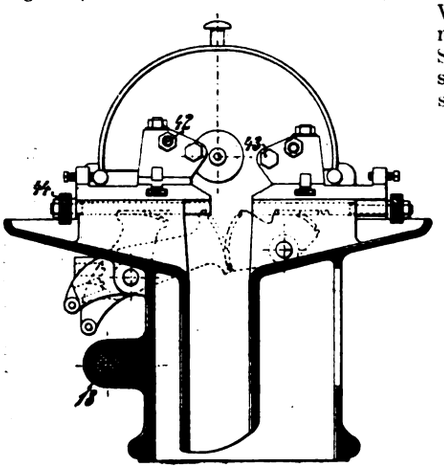


Fig. 206.

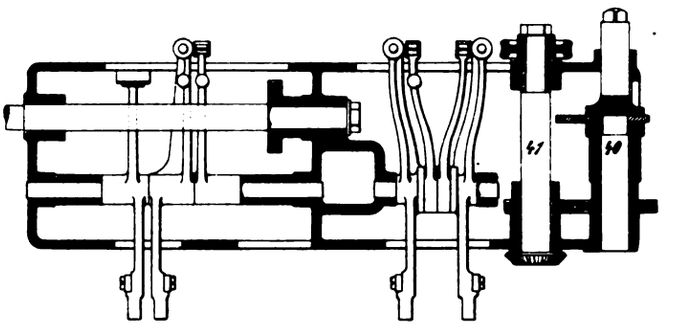


Fig. 207.

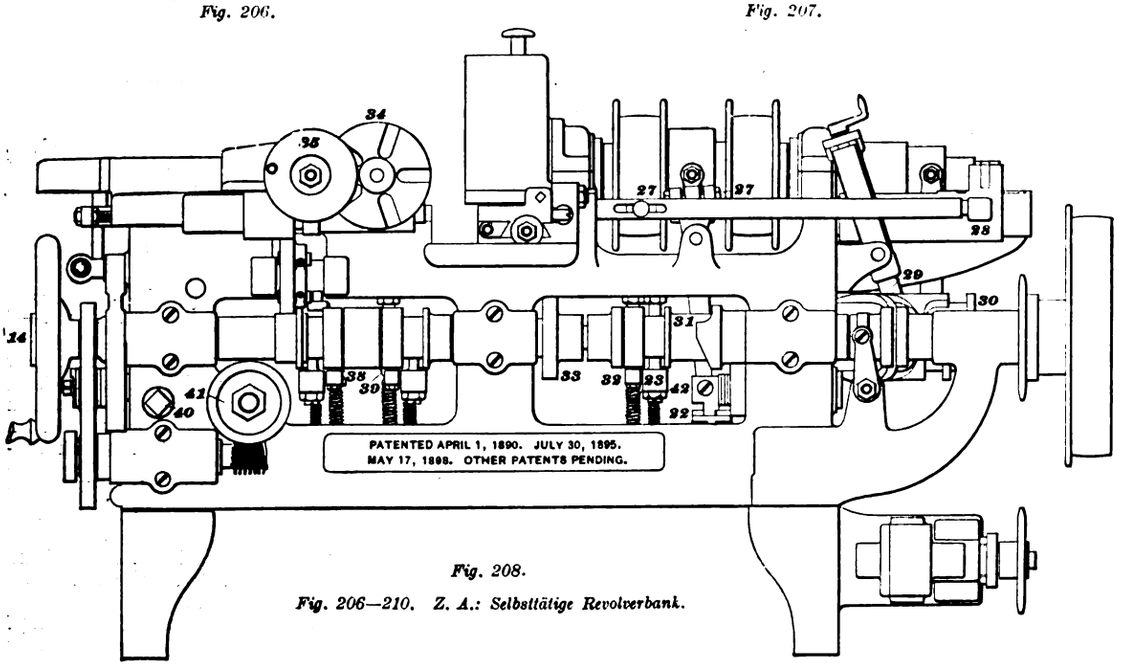


Fig. 208.

Fig. 206—210. Z. A.: Selbsttätige Revolverbank.

Materialvorschub wird von der Hauptwelle 14 (Fig. 208) abgeleitet. Die Hauptwelle wird durch eine einflanschige Riemenscheibe am Ende der Maschine angetrieben, die durch Klauenkupplung ein- und ausgerückt werden kann. Das Material wird durch das Zuführungsrohr mit auswechselbarer Zange nachgeschoben. Um die Schaltbewegung einzurücken, wird das Zuführungsrohr mit dem Schlitten 28 (Fig. 208) verbunden. Der Schlitten erhält seine Bewegung durch die auf der Hauptwelle sitzende Exzenterscheibe 25 und Hebel 29. Zwischen Schlitten und Hebel 29 ist ein Gleitbock eingeschaltet, der sich mittels Schraube und Kurbel verstellen läßt und die Bewegung des Schlittens und damit des Stabzuführungsrohres reguliert.

Der Selbstgang der Maschine kann während des Laufens ein- und ausgeschaltet werden. Ist das Material verbraucht, so rückt der Selbstgang der Maschine aus und gibt ein Glockensignal. Die Friktionsscheiben der Spindel haben gehärtete Büchsen, die auf Rollenlagern laufen. Das Kuppeln der Friktionsscheiben erfolgt durch Anpressen des Doppelkonus 11, der durch Hebel 12 bewegt wird. Der Schalthebel ist einstellbar, um gleichmäßiges Eingreifen der Kupplung nach beiden Richtungen zu sichern.

Die Laufrichtung der Spindel nach rückwärts wird mittels Feder 42 (Fig. 208) eingeteilt, die bei ihrer Entspannung die vordere Friktionsscheibe einschaltet. Zur Umschaltung nach Vorwärts dient das Exzenter 31, das durch Kupplung 32 gedreht und nach einer Umdrehung durch Hebel 23 wieder ausgeschaltet wird. Im Moment der Umschaltung nach vorwärts wird die Feder wieder gespannt und ist bereit, den Rücklauf einzustellen. Durch die Hebel 22 und 23 kann die Umschaltung in jedem beliebigen Augenblick veranlaßt werden. Zur Herstellung von Arbeitsstücken mit Gewinde bleibt Welle 24 mit Welle 18 verbunden, wird jedoch bei Arbeitsstücken ausgeschaltet, die weder Umschaltung der Laufrichtung noch der Geschwindigkeit der Spindel erfordern. Die Anordnung ist so getroffen, daß Laufrichtung und Spindelgeschwindigkeit beliebig oft umgeschaltet werden können, was die Herstellung von Arbeitsstücken mit mehr als einem Gewinde, bezw. mit Außen- und Innengewinde ermöglicht.

Die Drehung des Revolverkopfes wird durch Kurbelscheibe 35 und die radial geschlitzte Scheibe 34 (Fig. 208) veranlaßt. Der konische Stift 49 (Fig. 209, Skz. 1), an dem ein durch Exzenter 48 bewegter Hebel angreift, bewirkt die Einstellung der Werkzeuge konzentrisch zur Spindelachse. Die Bewegung des Längsschlittens wird von einer auf der Welle 40 (Fig. 208 u. 207) sitzenden Kurvenscheibe veranlaßt. Die Welle 40 erhält ihren Antrieb durch Zahnräder und Schneckengetriebe 41. Der schnelle Rücklauf des Schlittens und der Vorlauf bis zum Schnittpunkt werden durch die vom Vorschubmechanismus unabhängige Kurbel 51 (Fig. 209, Skz. 2) bewirkt, während sich die Rolle am Hebel 46 vom Endpunkt der einen Kurve bis zum Anfangspunkt der nächsten Arbeitskurve bewegt. Die Kurbelwelle wird durch hinten an der Maschine gelegene Räder angetrieben. Während der Kurbelbewegung schiebt Feder 45 den Revolverschlitten ohne die Zahnstange zurück, der Revolverkopf wird gedreht, und die Maschine ist für den nächsten Arbeitsgang bereit, sobald die Kurbel eine Umdrehung vollendet hat. Sollten die Werkzeuge etwa hängen bleiben, so wird der Revolverschlitten zwangläufig bewegt, sobald der Schlitten seinen höchsten Punkt erreicht hat und der Hebel 46 gegen das Maschinengestell drückt.

Von der durch Winkelräder von der Welle 41 (Fig. 208 und 207) aus angetriebenen Welle 18 wird die Bewegung der Querschlitten abgenommen. Der vordere Querschlitten wird direkt durch Hebel mit Zahnsegment, der hintere durch Segmente getrieben. Die Zahnsegmente greifen in Zahnstangen ein, die an der Unterseite der Schlitten liegen. Diese Anordnung, die aus Fig. 206 ersichtlich ist, ermöglicht den Antrieb beider Schlitten in entgegengesetzter Richtung durch die gleiche Welle, sowie die Verwendung der gleichen Kurve bei den Kurvenscheiben für den Rücklauf.

Zur dauernden genauen Einhaltung der Schnittiefen der Werkzeuge sind Anschläge in Form von Stellschrauben vorgesehen. Um die Werkzeuge bequem einstellen und ausprobieren zu können, sind Längs- und Querschlitten auch für Handbewegung eingerichtet. Ist das Ende einer Stange beinahe verbraucht und kein Material mehr in der Vorschubzange, so wird der Vorschubmechanismus frei. Hebel 29 (Fig. 208) wird durch die Spiralfeder 27 an der hinteren Seite des Spindelstockes gelegentlich der Drehung der Kurvenscheibe 30 zurückgeworfen und rückt durch einen Anschlag am Hebelende den Mechanismus mit Ausnahme der Spindel aus.

Um die Arbeitsstücke von den Spänen zu trennen, ist die in Fig. 209, Skz. 3 dargestellte Sortiervorrichtung vorgesehen, die durch eine verstellbare Nocke auf der Nockenscheibe 19 bewegt wird. Die Vorrichtung wird so eingestellt, daß der Auffanglöffel die Öffnung im Maschinenbett in dem Augenblick verschließt, wenn das fertige Arbeitsstück abfällt, um es dann in den Arbeitsbehälter zu werfen. Entsprechend der Geschwindigkeit, mit der gearbeitet wird, muß der Löffel kürzere oder längere Zeit stehen bleiben; zu dem Zwecke werden verschieden breite Nocken verwendet.

Die Revolverbänke sind von F. G. Kretschmer & Co. in Frankfurt a. M. zu beziehen.

Digitized by Google

Über Dampfkesselfeuerungen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 33, Fig. 1—5, sowie auf Tafel 34 in Heft 14.)

Nachdruck verboten.

Die Feuerungen, die hier hauptsächlich behandelt werden sollen, kommen für den Dampfkesselbetrieb in Betracht; bei ihrer Konstruktion sind vor allem Wahl des Brennstoffes, billigster Dampfpreis, Verbrennung und Rostkonstruktionen zu berücksichtigen.

Der Brennstoff übt insofern auf die Anlage einen Einfluß aus, als man bei Errichtung einer Dampfanlage, wenn es irgend möglich ist, den in der Nähe der Anlage gefundenen Brennstoff verwenden wird. Allerdings können für eine bestimmte Anlage mehrere Brennstoffarten zur Wahl gestellt sein; stets aber wird man dann den Brennstoff wählen, der den billigsten Dampf liefert. Dabei sind nicht nur die Brennstoffpreise ab Zeche oder Lagerplatz in Rechnung zu ziehen, sondern auch der tatsächliche Kesselpreis franko Kesselhaus. Außerdem ist zu untersuchen (obwohl es manchmal anscheinend billiger erscheint, einen geringwertigen Brennstoff zu verfeuern), inwiefern die Arbeitslöhne das Herbeischaffen des Brennstoffes auf die Roste verteuern; das tritt sehr leicht ein, da von minderwertigem Brennstoff sehr viel verbraucht wird und daher hohe Löhne für das Heranschaffen des Brennstoffes ausgegeben werden müssen. So kann es kommen, daß ein Brennstoff, der sich von vornherein etwas teurer stellt, doch billigeren Dampf liefert als ein billiger Brennstoff, der durch hohe Transportkosten, teuere Arbeitskräfte usw. teuer wird. Man sieht, die Wahl des Brennstoffes ist ein sehr wichtiger Faktor, da die Kosten sich täglich wiederholen; es muß also reiflich überlegt werden, welcher Brennstoff für die betreffende Dampfanlage ausgewählt ist.

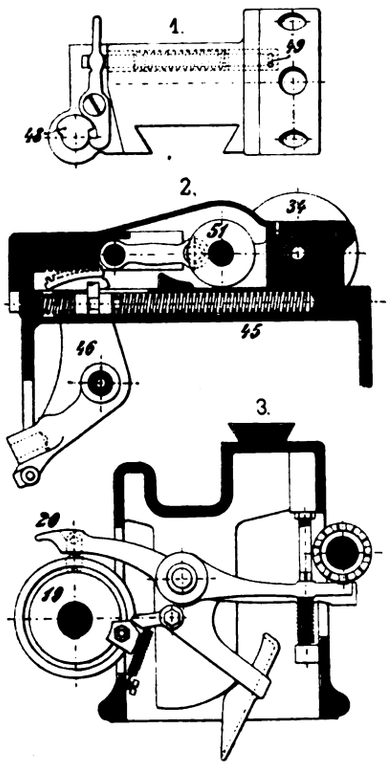


Fig. 209. Z. A.: Selbsttätige Revolverbank.

In bezug auf den Dampfpreis kommt für den Brennstoff der Wärmepreis in erster Linie in Betracht. Ist dieser billig, so wird der Brennstoffpreis franko Kesselhaus zu untersuchen sein. Der theoretische Wärmepreis ergibt sich unter der Annahme, daß alle Wärme nutzbar erhalten werden kann. Bezeichnet H_w den Heizwert eines Brennstoffes, P dessen Preis, so kostet die Erzeugung von 1 WE $\frac{P}{H_w}$ in Mark, wenn P ebenfalls in Mark frei Kesselhaus gesetzt war. Als Einheit wählt man 1000 WE, so daß auch der Preis von 1000 kg gleich 1 t des Brennstoffes einzusetzen ist. Wird dieser mit P_t bezeichnet, so stellt sich der Wärmepreis auf $\frac{P_t}{H_w}$.

Hat der Brennstoff einen Heizwert von 7500 WE und kostet die Tonne = 16 Mark, so ist der Wärmepreis $\frac{16}{7500} = 0{,}00213$ Mark für 1000 WE. Soll hier aus dem Wärmepreis der Dampfpreis berechnet werden, so ist dieser Wert mit der im Dampf enthaltenen Wärmemenge, in WE ausgedrückt, zu multiplizieren und durch 1000 zu dividieren. Ein Kilogramm Dampf bedarf zu einer Umwandlung aus Wasser von 0° C in Dampf von 100° C 637 WE. Somit kostet 1 kg Dampf $0{,}00213 \cdot \frac{637}{1000} = 0{,}00135$ Mark. Da aber auch hier meistens mit 1000 kg als Einheit gerechnet wird, so kosten demnach 1000 kg Dampf unter gleichen Verhältnissen $0{,}00135 \cdot 1000 = 1{,}35$ Mark. Diese Berechnungsart gilt für theoretische Verhältnisse; da es aber nicht möglich ist, die ganze Wärme des Brennstoffes in einer Feuerungsanlage oder einem Dampfkessel nutzbar zu erhalten, so muß der Nutzeffekt oder Wirkungsgrad eingesetzt werden. Unter dem Wirkungsgrad wird die nutzbar gemachte Wärme zu der im Brennstoff vorhandenen Wärme verstanden; wird der Wirkungsgrad mit η bezeichnet, so werden von 1 kg Brennstoff nur $H_w \cdot \eta$ WE im Dampfkessel gewonnen. Der Wärmepreis wird dann $= \frac{P_t}{\eta\, H_w}$; beträgt der Nutzeffekt einer Kesselanlage $\eta = 0{,}75$ bei 7500 WE Heizwert des Brennstoffes, so ist der Wärmepreis bei $P_t = 16$ Mark $= \frac{16}{7500 \cdot 0{,}75} = 0{,}00284$ Mark für 1000 WE und der Preis für 1000 kg Dampf $= 0{,}00284 \cdot \frac{637 \cdot 1000}{1000}$ $= 1{,}80$ Mark. Wärmepreis und Dampfpreis hängen von dem Brennstoffpreise, dem Heizwert und dem Wirkungsgrade ab.

Vielfach kennt man nur den Preis des Brennstoffes frei Kesselhaus, dagegen hat man den Heizwert und die damit erreichte Verdampfungsziffer aus einem Verdampfungsversuch ermittelt. Bezeichnet man diese Verdampfungsziffer mit d, so ist der Preis für 1000 kg Dampf unter den gegebenen Verhältnissen $\frac{P_t}{d}$; beträgt $P_t = 16$ Mark, und die Verdampfungsziffer $d = 8$, so ist der Dampfpreis für 1000 kg Dampf $\frac{16}{8} = 2{,}00$ Mark.

Ergeben zwei verschiedene Brennstoffe den gleichen Dampfpreis, so ist dem der Vorzug zu geben, der die meisten Unannehmlichkeiten mit sich bringt; handelt es sich z. B. um Steinkohle und Koks, so wird man, wenn auf eine möglichst rauchfreie Verbrennung Wert gelegt wird — was in erster Linie berücksichtigt werden sollte — dem Koks den Vorzug geben.

Bei der sogen. Verbrennung werden Holz, Torf, Braun- oder Steinkohle usw. erhitzt und vergast. Dabei sind nach Prof. Fischer vier Verfahren möglich:

Die Brennstoffe werden: 1. für sich allein erhitzt zum Verkohlen und Verkoken, 2. unter Zufuhr von gebundenem Sauerstoff, 3. mit beschränkter Zufuhr von freiem Sauerstoff (Luft), Generatorgas und Mischgas, 4. mit ausreichender Luftzufuhr, gewöhnliche Feuerungen.

Demnach wird der Vorgang 1 als Entgasung, die 2 und 3 als Vergasung bezeichnet; 1 und 2 gehen unter Wärmebindung; 3 und 4 unter Wärmeentwicklung vor sich. Die Verfahren 1 und 2 sind für Dampfkesselfeuerung weniger im Gebrauch, Verfahren 3 als Generatorgasfeuerung bürgert sich für Dampfkesselfeuerungen mehr und mehr ein; nach dem Verfahren 4 arbeitet die für Dampfkessel allgemeine Feuerung, die als Innen-, Vor-, Unter-, Schräg- und Treppenrost bekannt ist. Während bei den Verfahren 1, 2 und 3 bei der Erzeugung des Gases ein guter Kohlenoxydgehalt die Hauptsache ist und bei Verbrennung des Gases unter Zutritt der Luft erst Kohlensäure entwickelt wird, ist beim Verfahren 4 ein guter Kohlensäuregehalt die erste Bedingung für einen guten Nutzeffekt des Rostes.

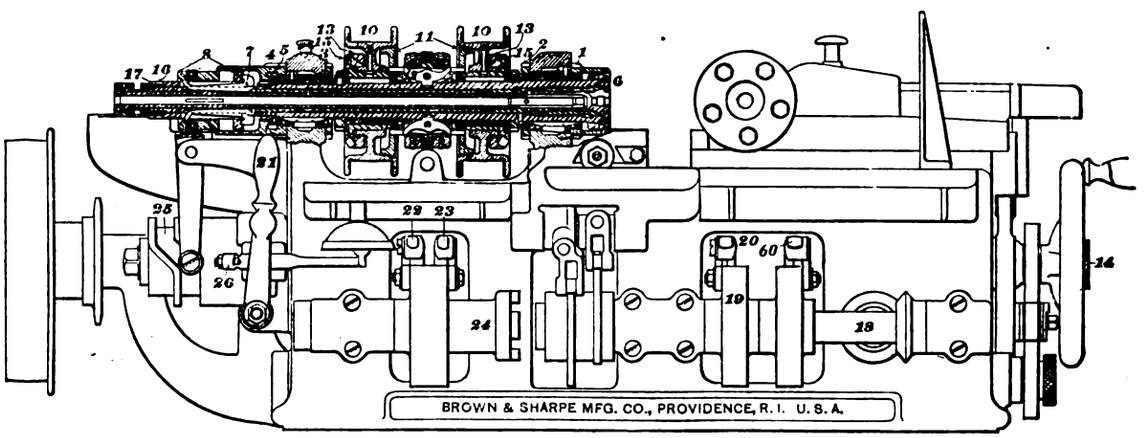


Fig. 210. Z. A.: Selbsttätige Revolverbank.

Das Verfahren 4 liefert zumal, wenn Steinkohle als Brennstoff benutzt wird, die qualmenden Schornsteine. Weil nämlich die Steinkohle zu den schwer entzündbaren Brennmaterialien gehört, so muß sie erst durch Holz-, Stroh-, alte Putzwolle- usw. Feuer auf dem Roste entzündet werden. Aus der frisch aufgelegten Steinkohle entweicht zuerst das Wasser, sowohl das hygroskopische als auch das chemisch gebundene. Die folgende Gasentwicklung ist dann so stark, daß selbst bei tadelloser Bedienung kaum genügend Sauerstoff zur Verbrennung der sich bildenden Kohlenoxyde beschafft werden kann. Durch geschickte Bedienung läßt sich die Rauchbildung allerdings vermindern, zu welchem Zwecke man bei der Planrostfeuerung den frischen Brennstoff stets am Rostanfang aufgibt. Der mittlere Teil des Rostes enthält dann nur verkokende, der hintere nur mit heller Flamme verbrennende Kohle. Die aus den anschwelenden Kohlen sich bildenden Gase streichen über die glühenden Kohlen und treffen vor der Feuerbrücke mit hellen

Digitized by Google

Flammen, sowie überschüssig mitgeführter Luft zusammen, wodurch sie verbrennen. Man erkennt, daß eine derartige Bedienung des Rostes immerhin ein ganz gutes Resultat liefern wird, leider aber ist sie nicht immer durchführbar, auch bringt sie gewisse Verluste mit sich. Infolge des Hinterstoßens des Brennstoffes wird die Feuertür länger als sonst geöffnet bleiben müssen, so daß eine größere Abkühlung stattfinden muß, die den Wirkungsgrad der Feuerung herabdrücken und nachteilig auf den Dampfkessel wirken muß.

Bessere Resultate als der Planrost liefern bezüglich der Rauchentwicklung die Schräg- oder Treppenroste. Bei ihnen streichen die dem frisch aufgegebenen Brennstoff entweichenden Gase ebenfalls über die Glut des unteren Rostes, müssen dabei aber unbedingt das glühende Schamotten-Gewölbe des Verbrennungsraumes berühren, auch ist hier keine Feuertür zu öffnen. Deshalb wird nur beim Anheizen ein starkes Rauchen zu bemerken sein.

Als die besten rauchlosen Feuerungen für Steinkohlen, die hauptsächlich für größere Anlagen in Frage kommen, da sie für kleinere Anlagen zu teuer sind, müssen die Wander- oder Kettenroste bezeichnet werden. Bei diesen wird die Steinkohle vorn im Trichter aufgegeben, und der sich bewegende Rost führt sie langsam zur Oxydation in den Verbrennungsraum. Backende Kohlen, sowie Kohlen, die eine flüssige Schlacke hinterlassen, sind allerdings für derartige Roste ungeeignet.

Bei der Anlage von Feuerungen nach Verfahren 4 hat man, um einen guten Nutzeffekt zu erhalten, darauf zu achten, daß der Kohlensäuregehalt gut ist, kein Luftmangel, aber auch kein Luftüberschuß vorhanden ist, weil in beiden Fällen Verluste entstehen, die zu vermeiden sind.

(Fortsetzung folgt.)

Küpfers Lager mit sich selbst vor dem Festlegen einstellenden Schalen.

(Mit Abbildungen, Fig. 211 u. 212.)

Nachdruck verboten.

Die Ausführung aller heute gebräuchlichen guten Lager beruht auf dem Grundgedanken, daß behufs Festsitzens der Schalen im Lagerkörper die äußeren Tragflächen der Schalen mit den Innenflächen des Körpers übereinstimmend hergestellt werden müssen, ob es sich nun um ebene, zylindrische oder sphärische Flächen handelt. Bedenkt man dabei, daß im allgemeinen auch bei zwei aus derselben Fabrik stammenden Körpern kein Schalenpaar vertauscht werden kann, daß die Bohrung einer mit größter Sorgfalt hergestellten Lagerschale beim Montieren der Maschine ein zeitraubendes Nacharbeiten erfordert, daß ferner z. B. das unvorsichtige Anziehen einer Mutter ein Warmlaufen des Lagers zur Folge haben kann, — und das alles, obwohl die Lager oft in Spezialfirmen aus bestem Material, auf den vollkommensten Werkzeugmaschinen und von einem geschulten Arbeiterpersonal hergestellt werden — so liegt die Vermutung nahe, daß das Konstruktionsprinzip verbesserungsbedürftig ist. Die Unmöglichkeit, die sich berührenden Flächen so übereinstimmend herzustellen, daß auch bei mehrmaligen Auseinandernehmen und Zusammensetzen alle Teile immer wieder die gleiche Lage einnehmen, ist die Ursache der angedeuteten Übelstände.

Im allgemeinen liegen die Schalen nur möglichst genau in den Körper eingepaßt, lose gegen ihn und die Welle. Das für ein richtiges Laufen erforderliche gepreßte Gefüge fehlt, weil man einem Verspannen der Lagerschalen und Warmlaufen der Lager vorbeugen will. Um aber eine genügend gesicherte Lagerung zu erhalten, vergrößert der Konstrukteur die Auflageflächen der Lagerteile, obwohl bei einer fest gezogenen, unbeweglich liegenden Lagerschale zur Aufnahme der in den meisten Fällen verhältnismäßig geringen Kräfte Linien als Auflage genügen würden. Man denke zum Vergleich etwa an die schweren eisernen Brücken, die mit ihren losen Enden auf Walzen ruhen, oder auch an die großen Brückenwagen, bei denen alle Teile in Messerschneiden aufgehängt sind: in beiden Fällen erfolgt die Berührung in Linien.

Was über die Unmöglichkeit mathematisch genauen Einpassens der Schalen in den Körper gesagt wurde, gilt auch vom Einpassen des Lagerdeckels in den Körper. Es ist deshalb doppelt unwahrscheinlich, daß die obere, im Deckel liegende Schalenhälfte genau symmetrisch zur unteren Hälfte zu liegen kommt, daß die Bohrungen beider also einen Zylinder bilden. Denkt man noch an die Schwierigkeit, die zwei oder vier Deckelschrauben gleichmäßig anzuziehen, sowie an das unvermeidliche Nachpressen beim Anziehen der Gegenmuttern und demzufolge Verspannen oder Verschieben einzelner Teile, so kann man behaupten, daß bei den heute üblichen Lagerkonstruktionen die verschiedenen Teile bei jedesmaligem Montieren andere Lagen einnehmen.

Soll die genau symmetrische Lage der Schalenhälften gewährleistet sein, so darf diese Aufgabe nicht Lagerkörper und Deckel übertragen werden, sondern die diese Lage sichernden Teile müssen an den Schalen selbst angebracht sein. Man könnte also so definieren: Bedingung für ein Lager, das die vorstehend hervorgehobenen Mängel vermeiden soll, sind Lagerschalen, deren Lage gegeneinander und gegen den Lagerkörper so gesichert ist, daß alle Teile beim jedesmaligen Zusammenfügen ohne weiteres mathematisch genau denselben Platz einnehmen und in dieser Lage im Lagerkörper unter Pressung festgehalten werden können.

Die theoretisch richtigsten, selbsteinstellenden Schalen sind die in sphärischen Flächen liegenden und um deren Zentrum beweglichen; die bekannteste Konstruktion dieser Art ist die von Sellers. Diese leidet aber an der Unmöglichkeit, die Auflageflächen genau übereinstimmend herzustellen, vor allem so, daß die vier Kugelkalotten an Schalen und Körper mathematisch genau dasselbe Zentrum besitzen. Einen neuen Weg, die Selbsteinstellung der Lagerschalen zur Welle und ein Festspannen der Lagerteile nach der Einstellung zu ermöglichen, hat Guillermo Küpfer in Santiago de Chile*) bei der im folgenden beschriebenen Konstruktion eingeschlagen. Die Schale im Körper ist in der einen Ecke und der ihr gegenüberliegenden Seite eines Dreieckes gelagert, dessen Ebene annähernd rechtwinklig zur Wellenachse liegt. Die Ecke ist unverrückbar gelagert, jedoch so, daß das Dreieck vor dem Festspannen noch um die Ecke pendeln und sich drehen, damit auch die gegenüberliegende Dreieckseite sich frei zur Körperwand einstellen kann. Bei geteilten Schalen sind diese gegeneinander im Dreieck gelagert, indem sie sich auf der einen Seite in einem Punkte, auf der gegenüberliegenden in einer oder zwei Linien berühren.

Das neue Lager ist in den Fig. 211 u. 212 in verschiedenen Ausführungsformen veranschaulicht und zwar gibt Fig. 212, Skz. 2 die

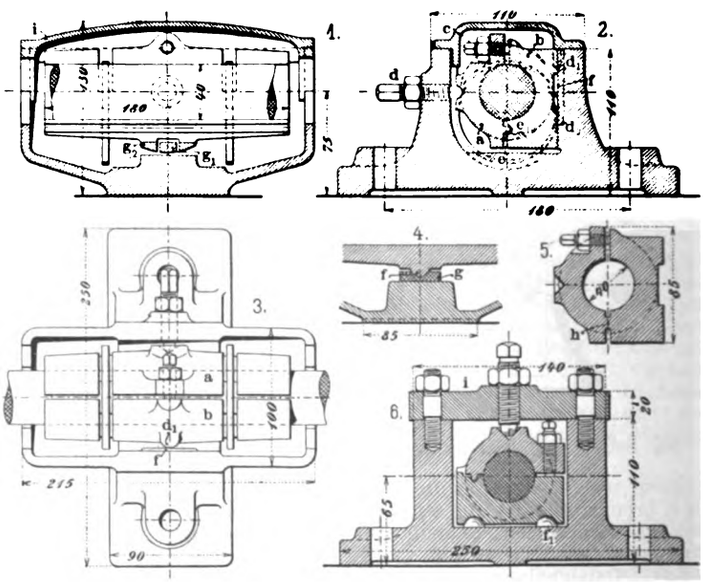


Fig. 211. Z. A.: Küpfers Lager.

einfachste Form wieder, wie sie sich speziell zur Anwendung in all den Fällen empfiehlt, wo eine primitive Form des Lagers zulässig ist, und es sich um ein besonders billiges Lager handelt.

Das in Fig. 211, Skz. 1—3 im Längsschnitt, Querschnitt und Grundriß dargestellte Lager besitzt einen nach oben offenen Körper, an den der Ölbehälter angegossen ist, und der nach oben durch einen leicht abnehmbaren Deckel i abgeschlossen ist. An seinem Platze wird der Deckel durch Längsrippen und Stirnlappen, die in den Lagerkörpern eingreifen, gehalten und kann nur abgehoben werden, wenn er nahezu wagerecht gehalten wird. Ein Abkippen des Deckels durch herunterfallende Treibriemen usw. ist daher ausgeschlossen, seine weitere Befestigung unnötig.

Sind Stellringe an der Welle vorgesehen, so laufen sie unmittelbar neben der Lagerschale. Die Lagerschale selbst besteht aus zwei Hälften a und b. Die Schalenhälfte a ist mit einer nach außen abgerundeten Längsrippe e ausgerüstet, die in eine etwa V-förmige Nut e_1 in der Schalenhälfte b eingreift. Zum Anpassen der Lagerschalenhälften an die Welle dient eine durch den oberen Teil der Schalenhälfte a quer zur Welle hindurchgeführte Stellschraube c, deren Fuß gegen die Schnittfläche der Schale b anliegt. Durch Verstellen der Schraube c kann der Abstand des oberen Teiles der Schalenhälften voneinander beliebig geregelt werden. Der zwischen den Oberteilen der beiden Schalenhälften bleibende Längsspalt gestattet eine stete Beobachtung des im Lager liegenden Teiles der Welle auch während des Betriebes. Bei solchen Wellen, die kein durchaus genaues Anpassen erfordern, kann die Stellschraube c durch eine an die eine Schalenhälfte angegossene gegen die andere Hälfte anliegende Warze ersetzt werden.

Das Festhalten der Lagerschale im Innern des Lagerkörpers übernimmt einerseits eine durch dessen Wand hindurchgeführte und in eine Ausnehmung der Schale eingreifende Schraube d, andererseits die am Rücken der Schalenhälfte b vorgesehenen Füßchen d_1 und d_2, die auch zu einer durchlaufenden Rippe vereinigt

*) z. Z. New-York, Wallstreet 79/81.

Digitized by Google

sein können. Die Füßchen d_1 und d_2 liegen gegen eine senkrechte oder etwas geneigte Auflagefläche f an der der Schraube d gegenüberliegenden Innenwand des Lagerkörpers an und sind so abgerundet, daß sie die Auflagefläche nur in einer Linie berühren. Einer Längsverschiebung der Schalenteile gegeneinander wird dadurch vorgebeugt, daß ein an die eine Schalenhälfte angegossener Lappen g_1 zwischen zwei an der anderen Hälfte vorgesehene Lappen g_2 faßt. Durch die beschriebene Lagerung der Schalenhälften aneinander und im Lagerkörper wird ein Verspannen der Schalen ausgeschlossen. Bevor die Schraube d festangezogen ist, können sich die Schalen frei bewegen und sich selbsttätig zur Welle und zum Körper einstellen. Es genügt dann ein Anziehen und Festlegen der Schraube d, um die beiden Schalenhälften im Lagerkörper festzuhalten und in der richtigen Stellung zur Welle zu sichern. Bei der dargestellten Ausführungsform des Lagers ist eine Schmierung durch im Öl laufende Ringe vorgesehen.

In den Fällen, wo ein Abziehen der Schale von der Welle nicht durch das Vorhandensein anderer Maschinenteile (Zahnräder, Riemenscheibe, Kupplungen) verhindert wird, kann die in Fig. 211, Skz. 5 veranschaulichte Lagerschale Verwendung finden. Hier ist die Schale durch einen senkrechten Sägeschnitt von oben und unten her der Länge nach derart aufgeschnitten, daß die beiden Hälften nur noch durch einen dünnen Steg h verbunden bleiben. Dieser Steg ist elastisch genug, um ein Anpassen der Schale an die Welle mittels der Stellschraube zuzulassen.

Die eben beschriebene Lagerkonstruktion kann dadurch eine Abänderung erfahren, daß in der Dreieckseite zwischen die Schale und den Lagerkörper ein oder mehrere freibewegliche Zwischenglieder eingefügt sind, deren Auflageflächen sich zum Lagerkörper selbsttätig einstellen, ohne die freie Bewegung der Dreiecksseite selbst zu hindern. Als Zwischenglieder kommen im wesentlichen halbkugelförmige Gebilde (vergl. die Teile f_1, in Fig. 211, Skz. 6 und Fig. 212, Skz. 1 und 4) oder halbzylindrische Stäbe in Betracht. Statt daß diese Gebilde frei beweglich sind, können sie auch an Schale oder Körper angegossen sein. Um die gewünschte Verschiebung zu ermöglichen, sind in diesem Falle zwischen Körper und Schale bewegliche Bänkchen g zwischengeschaltet (vergl. Fig. 211, Skz. 4 und Fig. 212, Skz. 5).

Bei Anwendung dieser Zwischenteile findet beim Montieren des Lagers eine dreifache Selbsteinstellung statt:

1. der Schale nach der Welle,
2. der Dreieckseite nach der entsprechenden Körperseite.
3. der Auflageflächen der Zwischenteile nach den Auflageflächen des Körpers oder der Schale.

Bei den in Fig. 212 gezeigten Ausführungsformen der neuen Lagerkonstruktion ist die Spitzenlagerung für die Dreiecke aufgegeben, die bei der Variante im Zentrum einer Kugelkalotte liegt. Das Festspannen der einzelnen Teile erfolgt hier durch Anziehen zweier durch eine Brücke, oder, wenn man will, Deckel i_1 hindurchgreifende Schrauben. Es ist auch darauf hinzuweisen, daß die Einrichtung zum Anpassen der Schalen an die Welle nicht mit dargestellt ist; diese erfolgt in gleicher Weise wie bei den in Fig. 211 gezeigten Lagern. In Fig. 212, Skz. 3 sitzt die Kalotte am Ende eines zylindrischen Bolzens d, der durch einen Konus hindurchgeführt ist. Dieser Konus ist bei d_3 gespalten und außerdem am Umfange mit Längsnuten versehen, so daß er federt und beim Zusammendrücken die zylindrische Form der Bohrung beibehält.

Durch Einschrauben eines Stutzens k in die Körperbohrung wird der Konus so fest an den Bolzen d gepreßt, daß dieser gerade noch im Stutzen verschraubt werden kann. Bei seiner Verschraubung nach innen legt der Bolzen die bereits zur Welle eingestellte Schale a fest. Dann wird der Stutzen k soweit als möglich angezogen und der Bolzen d unbeweglich fixiert, wobei eine Sicherung der Teile durch zwei Gegenmuttern vollzogen wird. Bei der Ausführungsform nach Fig. 212, 1 ist die Kalotte am Ende eines konischen Bolzens vorgesehen und wird durch Festkeilen dieses Bolzens im Lagerkörper ebenfalls unverrückbar festgelegt. Eine solche Festlegung der Dreiecke übernimmt die Sicherung der Schalen auch in der Längsrichtung der Welle, sie besitzen also keinerlei Ansätze, was besonders vorteilhaft ist, wo schwer belastete Lager an einem Wellenende liegen. Ordnet man dann die Stirnwand des Ölbehälters lösbar an, so können die Schalen herausgenommen werden, ohne daß es nötig ist, die Welle aus den Lagern zu heben.

Es leuchtet ein, daß bei einem nach dem neuen Konstruktionsprinzip gebauten Lager im Gegensatz zum Sellerschen und anderen selbsteinstellenden Lagern eine Ungenauigkeit in der Flächenberührung keinerlei Einfluß auf die Lage der sich einstellenden Teile hat, und daß bei jedesmaligem Festlegen Schale, Dreieck und Zwischenteile mathematisch genau die durch die Lage der Welle bedingte Lage einnehmen. Die Herstellung erfordert außerdem keine besondere Vorsicht. Die Höhlungen für die Kugelkörper können vorgegossen und mit Kugelfräser nachgearbeitet werden. Die scheibenförmigen Arbeitsleisten für die Auflagefläche bedürfen nur eines oberflächlichen Ebnens.

Auch die gegenseitige Lage der Schalenhälften ist genau gesichert durch den Eingriff einer abgerundeten Rippe in eine V-förmige Nut, deren Bearbeitung durch Überlaufen zweier Fräser erledigt ist. Von diesen wenigen Stellen abgesehen, kann sowohl das Innere des Lagerkörpers, wie das Äußere der Schalen in Rohguß bleiben. Die Tragweite dieses Vorteils im allgemeinen und bei schweren Stücken im besonderen bedarf keiner weiteren Erörterung.

Da die gegenseitige Berührung der Schalenhälfte in der Ecke und der gegenüberliegenden Seite eines Dreiecks erfolgt, so wird der Druck, der mitten auf diese Dreiecksebene wirkt, kein Verspannen der Schalen zur Folge haben. Durch Anziehen der Befestigungsschraube und der Lagerbrücke werden alle Teile genau an ihren Ort gebracht; die Schalen erhalten die Festigkeit und Genauigkeit einer Büchse aus einem Stück und bilden mit dem Körper und den Zwischenteilen ein spielfreies gepreßtes Ganzes.

Das neue Lager ist ein sich selbsteinstellendes, aber kein bewegliches, unrund laufenden Wellen folgendes, wie z. B. das Sellersche. Dieser Umstand ist indessen von geringer Bedeutung, denn in ein Präzisionslager gehört auch eine rundlaufende Welle.

Sämtliche Eingriffe sind beim neuen Lager selbstlöslich. Durch Lösen der Stellschraube und der Lagerbrücke zerlegt sich das mathematisch genaue Gefüge von selbst in seine einzelnen Teile. Beschädigungen und Formveränderungen durch Schläge usw. sind ausgeschlossen.

Ist die Regulierungsschraube c zwischen den Schalenhälften eingestellt und mit der Gegenmutter gesichert, so ist sie das für

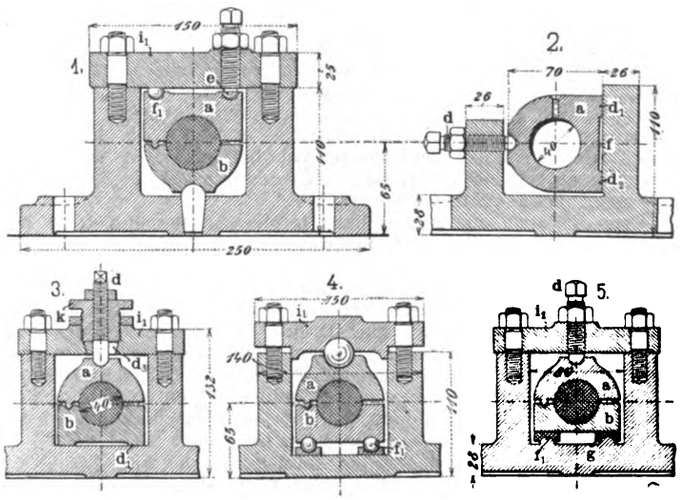


Fig. 212. Z. A.: Küpfers Lager.

immer — von der Abnutzung abgesehen. Ein jeweiliges Montieren des Lagers erfordert deshalb keine besondere Vorsicht.

Die neue Konstruktion hat aber auch den gewichtigen Vorteil, daß es sich bei der Herstellung um kein Einpassen handelt, die Maße vielmehr nur ungefähr innegehalten werden müssen. Diese Eigentümlichkeit der Konstruktion gibt die Möglichkeit der Massenfabrikation der Schalen.

Weißsche Gegenstrom-Misch-Kondensationsanlage und Kompressor.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 31, Fig. 4—8 u. 12—16.)

Nachdruck verboten.

Ein Kondensationssystem, das für Zentralkondensationen sehr gern benutzt wird, ist die Weißsche Gegenstrom-Kondensation, welche auch mit Kühlwasser-Akkumulator ausgerüstet wird, nach Patenten der Sangerhäuser-Aktien-Maschinenfabrik und Eisengießerei vormals Hornung & Rabe, Sangerhausen und Ingenieur F. J. Weiß in Basel. Diese wurde zuerst im Jahre 1889 ausgeführt und gehört zur Klasse der Mischkondensationen. Sie unterscheidet sich aber von der gewöhnlichen Misch-Kondensation dadurch, daß der Prozeß des Kondensierens dabei nach dem Gegenstromprinzip geleitet wird, wonach der Kondensator (c. Fig. 5) eine vorwiegend vertikale Bauart erhält und der Dampf unten durch das Rohr b in denselben eingeführt wird, somit dem oben durch den Rohrstrang d eintretenden und herabfallenden Kühlwasser entgegenströmt und wobei die Luft oben bei e_1 an der kühlsten Stelle durch eine sogenannte „trockene" Luftpumpe l abgesaugt wird, während das Wasser unten am heißesten Orte, entweder durch eine besondere Warmwasserpumpe oder einfacher und besser durch ein 10 m hohes barometrisches Abfallrohr $a\,a_1$ abgeführt wird, indem man den Kondensator hoch genug legt (vgl. Fig. 5 u. 12, Taf. 31, Rohr b).

Der in dem Kondensationsraum herrschende Druck, der sich aus dem Druck des Dampfes plus dem Druck der im Kondensator anwesenden Luft zusammensetzt, ist natürlich an allen Stellen des Kondensators gleich. Da nun der Kondensator c oben, wo das Kühlwasser (bei d) eintritt, kühl ist, so ist dort der Dampfdruck klein, weil eben die Spannung des Dampfes von niederer

Digitized by Google

Temperatur klein ist; da aber die Summe von Dampf- plus Luftdruck überall im Kondensator gleich bleibt, so muß oben, weil dort der Dampfdruck klein ist, der Luftdruck groß sein, d. h. oben im Kondensator drängt sich die Luft in dichtem Zustande zusammen. Umgekehrt ist unten im Kondensationsraum, wo der zu kondensierende Dampf eintritt, die heißeste Stelle; dort ist also der Dampfdruck am größten und muß der Luftdruck am kleinsten sein, damit die Summe der Drücke wieder die gleiche bleibt. Das heißt: Ein Gegenstrom-Kondensator trennt gewissermaßen die Luft vom Wasserdampf, drängt die erstere nach oben, so daß oben fast nur Luft und unten nur Wasserdampf bleibt.

Mit diesem Prinzip wird erreicht: „daß 1. die oben angreifende trockene Luftpumpe möglichst nur Luft absaugt und nicht auch nutzloser Weise Dampf; sie kann also klein gehalten werden und erfordert deswegen nur die kleinstmögliche Kraft. Weiter kann sich 2. das Kühlwasser bis auf die Temperatur erwärmen, die dem Druck im Kondensator (dem „Vakuum") entspricht, was bei der gewöhnlichen Kondensation eben unmöglich ist (weil hier der Gesamtdruck außer aus Dampfdruck immer auch noch aus Luftdruck besteht, die Dämpfe des warmen Wassers also unter dem Gesamtdruck bleiben müssen). Deswegen wird bei der Gegenstrom-Kondensation die „Wärmeaufnahmefähigkeit" des Kühlwassers vollständig ausgenutzt, weshalb die Kondensation weniger Kühlwasser gebraucht (oder aber sich mit wärmerem Kühlwasser begnügen kann) und also auch weniger Kraft bedarf zu dessen Förderung. Dabei kann 3. die Saugkraft des Kondensators für die Förderung des Wassers, sowohl in den Kondensator hinein, wie aus dem Kondensator heraus, ebenfalls vollständig ausgenutzt werden. 4. Dies in Verbindung mit dem unter 1 und 2 Gesagten, bewirkt, daß diese Kondensation zu ihrem eigenen Betriebe etwa 1,0 bis 1,5 % der angeschlossenen Maschinenleistung an Betriebsarbeit gebraucht, wenn man natürliches Kühlwasser hat, und etwa 2 bis 3 %, wenn das Wasser rückgekühlt werden muß.

Wenn da auch auf Augenblicke infolge Zusammentreffens der stärksten Arbeitsleistung von mehreren der an die Kondensation angeschlossenen Maschinen die Temperatur des Ablaufwassers selbst bis 90 ° C steigt, so versagt dabei die Kondensation nicht, wie das bei gewöhnlicher Kondensation der Fall wäre, sondern das Vakuum sinkt einfach entsprechend dem Druck des Wasserdampfes von 90 ° C (aber auch nur bis zu diesem Druck, und nicht mehr!) Sobald aber der Dampfverbrauch auf das normale Mittelmaß herabgeht, und damit die Temperatur des heißen Ablaufwassers wieder auf den normalen Wert kommt, so hebt sich das Vakuum wieder auf die dieser Temperatur entsprechende Höhe.

Von den Zeichnungen auf der Tafel geben die Fig. 12 und 13 Aufriß und Grundriß einer Weißschen Gegenstrom-Kondensationsanlage für max. 7500 kg stündlich zu kondensierenden Dampf und Fig. 5 das Schema für die Disposition einer solchen Kondensation, so daß eine besondere Erklärung überflüssig ist. Es sei nur erwähnt, daß man bei der Disponierung der Höhen einer solchen Kondensation stets vom Warmwasserspiegel z—z oder von der Überfallkante, die seine Höhe bestimmt, auszugehen hat. Den ersteren legt man so tief, als es die lokalen Verhältnisse erlauben, d. h. so tief, daß kein Rückstau zu befürchten ist. Die Unterkante des Kondensationskörpers c legt man um den Abstand b = 10 bis 10,5 m über den Unterwasserspiegel z—z. Als Kühlwasserpumpe wähle man nie eine Zentrifugal- sondern stets eine Kapselpumpe (m) oder Kolbenpumpe; nur eine solche ist imstande, ohne Veränderung der Umlaufszahl das Wasser entsprechend den verschiedenen Vakuumgraden auf verschiedene Förderhöhen H_f = 10 bis 10,5 + H + 1 — h (mit bezug auf Fig. 5) zu heben. Eine Kühlwasserpumpe darf sogar dann nicht fehlen, wenn der Wasserspiegel r—s über z—z liegt, es sei denn, er läge noch über dem Oberwasserspiegel v—w im Kondensator.

Bei stark wechselndem Dampfverbrauch wird der Weißsche Kondensator in Verbindung mit einem Kühlwasser-Akkumulator ausgeführt, um einerseits die Schwankungen des Vakuums zu dämpfen und um andererseits auch mit einer mittleren Kühlwassermenge auszukommen.

Von den in Fig. 4 u. 14—16 dargestellten Kompressoren Weißscher Bauart arbeitet der eine mit Zahnradvorgelege, der andere mit Riemen; ihre Detailausführung ist durch die früheren Beschreibungen an dieser Stelle schon bekannt.

Berechnung der gekröpften Welle

einer Kesselspeisepumpe.

Von Ingenieur **Meller** in **Hildburghausen.**

(Mit Abbildungen, Fig. 213—217.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

b) Die beiden Wellenstücke bis zu den Armen.

Auch sie werden einander gleich ausgeführt. Bildet man den Kurbelzapfen in der, in Fig. 213 skizzierten Weise aus und schätzt die Armstärke zunächst zu 60 mm, so berechnen sich die Wellenschlußquerschnitte folgendermaßen:

α) links (Fig. 187, Heft 11, Skz. 5 u. Fig. 214, Skz. 1).

$M_{b_v} = 193 \cdot 22{,}5 + 64 \cdot 12{,}5 = 4340 + 800 = 5140$ cmkg,

$M_{b_h} = 228 \cdot 22{,}5 + 1289 \cdot 12{,}5 = 5130 + 16220 = 21330$ cmkg,

$M_b = \sqrt{5140^2 + 21330^2} = 21960$ cmkg,

$M_{t_l} = 16200$ cmkg, also

$$M_{b_{l_i}} = \frac{3}{8} \cdot 21960 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{21960^2 + 16200^2} = 8240 + 16600 = 24840 \text{ cmkg}.$$

β) rechts (Fig. 214, Skz. 2 u. 3).

$M_{b_v} = 350 \cdot 22{,}5 - 833 \cdot 12{,}5 = 7880 - 10400 = -2520$ cmkg,

$M_{b_h} = 1613 \cdot 12{,}5 = 20400$ cmkg,

$M_b = \sqrt{2520^2 + 20400^2} = 20500$ cmkg,

$M_{t_r} = 30750$ cmkg, also

$$M_{b_{i_r}} = \frac{3}{8} \cdot 20500 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{20500^2 + 30750^2} = 7700 + 23000 = 30700 \text{ cmkg}.$$

Somit ist der rechte Wellenteil vom Arme am stärksten beansprucht, und der notwendige Durchmesser des Armanschlusses wird:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{\frac{\pi}{32} \cdot \sigma_b}} = \sqrt[3]{\frac{30700}{0{,}1 \cdot 500}} = \sqrt[3]{614} = 8{,}5 \text{ cm}.$$

Damit die Lagerzapfen genügend hohe Bunde erhalten, werden die berechneten Wellenstücke 100 mm stark zylindrisch ausgeführt.

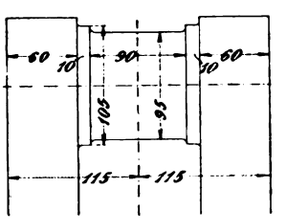


Fig. 213.

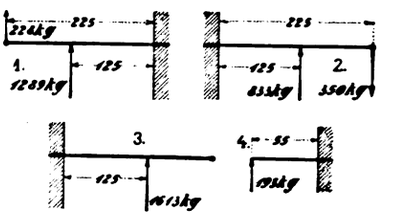


Fig. 214.

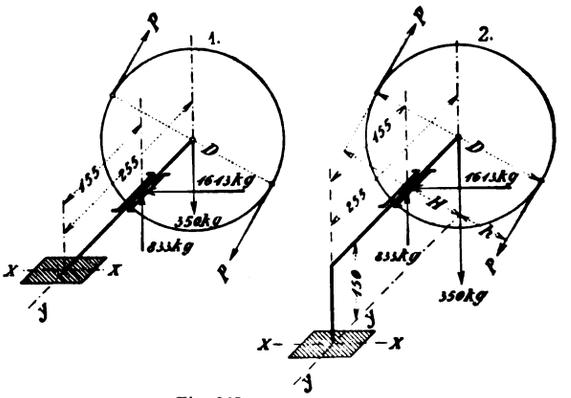


Fig. 213—215. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle einer Kesselspeisepumpe.

Fig. 215.

c) Die Wellenenden zum Aufkeilen des Zahn- und Schwungrades.

$M_{I_v} = 193 \cdot 5{,}5 = 1062$ cmkg, (Fig. 214, Skz. 4 u. Fig. 216, Skz. 3.)

$M_{I_h} = 228 \cdot 5{,}5 = 1253$ cmkg,

$M_I = \sqrt{1062^2 + 1253^2} = 1650$ cmkg; $M_t = 16200$ cmkg,

$$M_{b_i} = \frac{3}{8} \cdot 1650 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{1650^2 + 16200^2} = 618 + 10200 = 10818 \text{ cmkg},$$

$M_{b_{VIII_v}} = 350 \cdot 5{,}5 = 1925$ cmkg; $M_{b_{VIII_h}} = 0$, (Fig. 217, Skz. 2.)

$M_{b_{VIII}} = 1925$ cmkg; $M_t = 30750$ cmkg,

$$M_{b_{VIII_i}} = \frac{3}{8} \cdot 1925 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{1925^2 + 30750^2} = 720 + 19150 = 19870 \text{ cmkg}.$$

Wieder sollen die beiden Enden gleich ausgeführt werden, sind also auf die höhere rechtsseitige Beanspruchung zu berechnen.

$$d = \sqrt[3]{\frac{19870}{0{,}1 \cdot 500}} = \sqrt[3]{397{,}7} = 7{,}35 \text{ cm}.$$

so daß mit Keilzugabe die zylindrische Durchführung der Lagerzapfenstärke von 85 mm stark genug sein dürfte.

d) Die Arme.

Behält man die geschätzte Armstärke von 60 mm bei, so ist die Entfernung von Armmitte bis Armmitte 170 mm, und die Armbeanspruchungen berechnen sich dann folgendermaßen:

Wir betrachten die Armquerschnitte in der Ebene der Wellenachse und in der Ebene der Kurbelzapfenachse.

I. Linker Arm. 1. Querschnitt IV (Fig. 217, Skz. 1 u. 4).

α) Biegung um die x-Achse:

$M_{IV_x} = 193 \cdot 25{,}5 + 64 \cdot 15{,}5 = 4920 + 992 = 5912$ cmkg.

β) Biegung um die y-Achse:

$M_{IV_y} = M_{t_l} = 360 \cdot 45 = 16200$ cmkg.

Digitized by Google

γ) Drehung:

$M_t = 228 \cdot 25{,}5 + 1289 \cdot 15{,}5 = 5820 + 20100 = 25920$ cmkg.

Die Scher- und Zugkräfte können vernachlässigt werden. Bei dem rechteckigen Querschnitt sind nun zwei ideelle Biegemomente, indem einmal das um die x-Achse biegende Moment mit dem drehenden und dann das um die y-Achse biegende mit dem drehenden zusammenwirkend zu denken ist.

Und zwar wird für den Rechteckquerschnitt allgemein:

$M_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{M_b^2 + \alpha_o (1{,}5\, M_t)^2}$; α_o wieder gleich 1 gesetzt, werden die beiden ideellen Biegemomente:

$$M_{IV_{i_x}} = \frac{3}{8} \cdot 5912 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{5912^2 + (1{,}5 \cdot 25920)^2} = 2220 + 24620 = 26840 \text{ cmkg},$$

$$M_{IV_{i_y}} = \frac{3}{8} \cdot 16200 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{16200^2 + (1{,}5 \cdot 25920)^2} = 6080 + 26400 = 32480 \text{ cmkg}.$$

2. Querschnitt IVa (Fig. 217, Skz. 5).

α) Biegung um die x-Achse:

$M_{IV_{a_x}} = 193 \cdot 25{,}5 + 64 \cdot 15{,}5 = 5912$ cmkg.

β) Biegung um die y-Achse:

$M_{IV_{a_y}} = 360 \cdot H + 360 \cdot h - 228 \cdot 15 - 1289 \cdot 15 = 360 \cdot 45 - 1517 \cdot 15 = 6550$ cmkg.

γ) Drehung:

$M_{t_{IV_a}} = 228 \cdot 25{,}5 + 1298 \cdot 15{,}5 = 25920$ cmkg,

also werden nach obigem die ideellen Biegemomente:

$$M_{IV_{a_{i_y}}} = \frac{3}{8} \cdot 6550 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{6550^2 + (1{,}5 \cdot 25920)^2} = 2460 + 24750 = 28210 \text{ cmkg},$$

$$M_{IV_{a_{i_x}}} = \frac{3}{8} \cdot 5912 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{5912^2 + (1{,}5 \cdot 25920)^2} = 26840 \text{ cmkg}.$$

also werden:

$$M_{VI_{a_{i_x}}} = \frac{3}{8} \cdot 3960 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{3960^2 + (1{,}5 \cdot 25000)^2} = 25085 \text{ cmkg},$$

$$M_{VI_{a_{i_y}}} = \frac{3}{8} \cdot 6550 + \frac{5}{8} \sqrt{6550^2 + (1{,}5 \cdot 25000)^2} = 2460 + 23800 = 26260 \text{ cmkg}.$$

Da die Arme naturgemäß einander gleich ausgeführt werden, so sind die größten ideellen Biegemomente zu berücksichtigen. Diese sind:

$M_{i_x} = 26840$ cmkg,

$M_{i_y} = 41800$ cmkg.

Damit berechnet sich die notwendige Armbreite b, wenn man die gewählte Armstärke h = 60 mm beibehält, aus:

$M_{i_x} = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \sigma_b$ und $M_{i_y} = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \sigma_b$ zu:

$$b = \frac{6 \cdot M_{i_x}}{h^2 \cdot \sigma_b} \text{ und } b = \frac{6 \cdot M_{i_y}}{h^2 \cdot \sigma_b},$$

also wird entweder:

$$b = \frac{6 \cdot 26840}{36 \cdot 500} = 8{,}95 \text{ cm oder:}$$

$$b = \sqrt{\frac{6 \cdot 41800}{6 \cdot 500}} = \sqrt{83} = 9{,}4 \text{ cm}.$$

Der Ausführung wegen wählt man jedoch b = 115 mm; damit könnte man die Stärke der Arme noch reduzieren auf:

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{i_x}}{b \cdot \sigma_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 26840}{11{,}5 \cdot 500}} = 5{,}26 \text{ cm oder}$$

$$h = \frac{6 \cdot M_{i_y}}{b^2 \cdot \sigma_b} = \frac{6 \cdot 41800}{11{,}5^2 \cdot 500} = 3{,}78 \text{ cm};$$

eine Reduktion der Stärke auf 55 mm ist aber kaum rentabel (Fig. 216, Skz. 1).

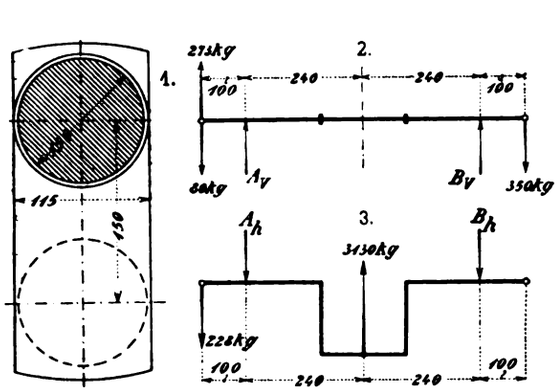


Fig. 216.

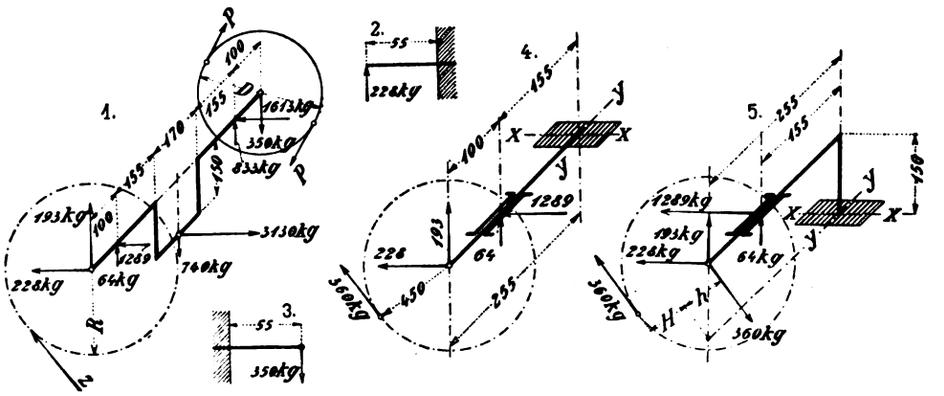


Fig. 217.

Fig. 216 u. 217. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle einer Kesselspeisepumpe.

II. Der rechte Arm.

1. Querschnitt VI (Fig. 215, Skz. 1).

α) Biegung um die x-Achse:

$M_{VI_x} = 350 \cdot 25{,}5 - 833 \cdot 15{,}5 = 8940 - 12900 = -3960$ cmkg.

β) Biegung um die y-Achse:

$M_{VI_y} = P \cdot D = M_{t_r} = 30750$ cmkg.

γ) Drehung:

$M_{VI_t} = 1613 \cdot 15{,}5 = 25000$ cmkg,

also werden:

$$M_{VI_{i_x}} = \frac{3}{8} \cdot 3960 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{3960^2 + (1{,}5 \cdot 25000)^2} = 1485 + 23600 = 25085 \text{ cmkg},$$

$$M_{VI_{i_y}} = \frac{3}{8} \cdot 30750 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{30750^2 + (1{,}5 \cdot 25000)^2} = 11550 + 30250 = 41800 \text{ cmkg}.$$

3. Querschnitt VI a (Fig. 215, Skz. 2).

α) Biegung um die x-Achse:

$M_{VI_{a_x}} = 350 \cdot 25{,}5 - 833 \cdot 15{,}5 = 8940 - 12900 = -3960$ kgcm.

β) Biegung um die y-Achse:

$M_{VI_{a_y}} = P \cdot H + P \cdot h - 1613 \cdot 15 = M_{t_r} - 1613 \cdot 15 = 30750 - 24200 = 6550$ cmkg.

γ) Drehung:

$M_{t_{VI_a}} = 1613 \cdot 15{,}5 = 25000$ cmkg,

β) Die Totlage.

Die Kräfteverteilungen auf die beiden Ebenen sind:

a) Vertikalebene (Fig. 216, Skz. 2). b) Horizontalebene (Fig. 216, Skz. 3).

Aus der folgenden Nachrechnung der drei Hauptquerschnitte und der Arme wird sich ergeben, ob eine vollständige Nachrechnung notwendig wird oder nicht.

1. Die Lagerreaktionen.

α) Vertikalebene:

$$193 \cdot 58 + A \cdot 48 + 350 \cdot 10 = 0; \quad A = -\frac{193 \cdot 58}{48} + 359 \cdot 10,$$

$$A_v = -\frac{11200 + 3500}{48} = -\frac{14700}{48} = -306 \text{ kg}.$$

Das negative Vorzeichen bedeutet: A wirkt nicht von unten nach oben, sondern von oben nach unten.

$$193 \cdot 10 - B \cdot 48 + 350 \cdot 58 = 0,$$

$$B_v = \frac{193 \cdot 10 + 350 \cdot 58}{48} = \frac{1930 + 20300}{48} = 463 \text{ kg}.$$

Probe: 193 — 306 + 463 — 350 = 0, also richtig.

β) Horizontalebene.

Da die Kraftverteilung genau wie in der 90° Stellung ist, so ergeben sich auch dieselben Lagerreaktionen, nämlich:

$A_h = 1289$ kg; $B_h = 1613$ kg.

(Fortsetzung folgt.)

Digitized by Google

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Neue Kolbenringe.

(*Mit Abbildung, Fig. 218.*)

Nachdruck verboten.

Die Craigton Iron Works in Glasgow ordnen hinter den beiden Spannringen b, Fig. 218, Skz. 1—3, einen dritten Ring c mit keilförmigem Querschnitt an, der stärker als die beiden anderen Ringe zusammen gespannt ist und sie dadurch an die Zylinderwandung preßt, ohne diese selbst zu berühren. Diese Konstruktion nach Patent Murray wird bei schnellaufenden Maschinen wie auch bei Betrieb mit überhitztem Dampf mit Vorteil angewendet.

Mudd in West Hartepool legt nach Skz. 7 zwei gegossene U-förmige Ringe d und e mit den Schenkeln aneinander. In dem so gebildeten Hohlraum sind in gleichen Abständen Federn f untergebracht, die beide Ringe gegen die Kolbenfläche a und die aufgeschraubte Scheibe b pressen. Die zur Abdichtung an der Zylinderwandung erforderliche Spannung wird den Ringen d und e durch eine an der Fuge eingelegte tangentiale Druckfeder (Skz. 9) erteilt. Diese Anordnung hat sich selbst nach „Rev. de Méc." bei recht hoher Dampfspannung noch als günstig erwiesen.

Eine von der United States Metall Packing Co. angenommene Konstruktion zeigen Skz. 4—6. Die beiden Spannringe e werden unter Vermittlung des Ringes f durch den gespaltenen, gespannten und genau eingeschliffenen Ring g aufeinandergepreßt.

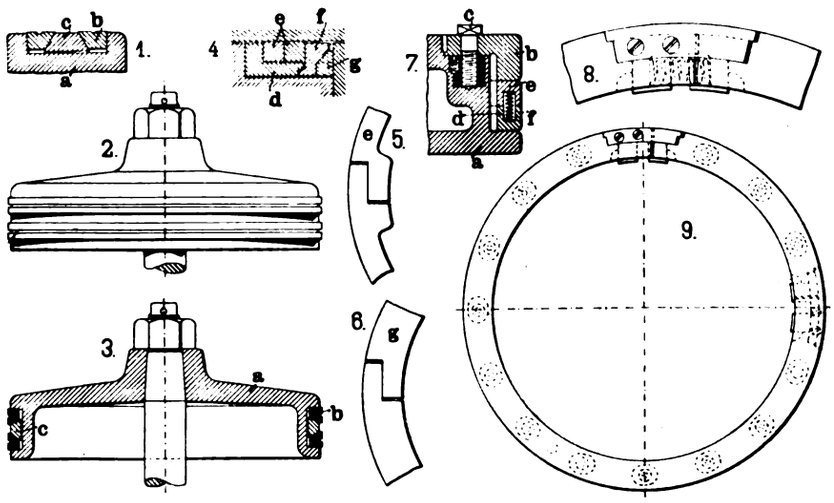


Fig. 218. Z. A.: Neue Kolbenringe.

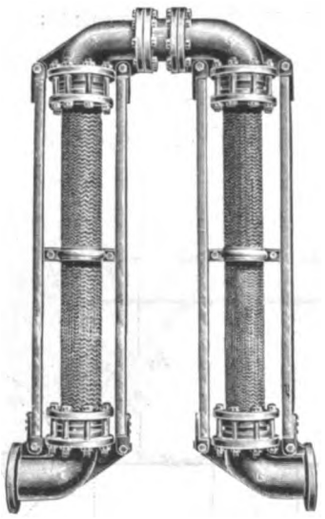


Fig. 219. Z. A.: Metallschlauch-Kompensator.

Metallschlauch-Kompensator.

(*Mit Abbildung, Fig. 219.*)

Nachdruck verboten.

Zufolge seiner Hitzebeständigkeit und hohen Druckfestigkeit hat sich der Metallschlauch als beweglicher Dampfleiter vielfach bewährt, z. B. bei Dampfpumpen zum Schachtteufen, als Kesselausblaseschlauch usw. Es lag deshalb nahe, die Verwendung des Metallschlauches als Dehnungsausgleicher für Rohranlagen zu versuchen. Allerdings hatte man keine rechten Erfolge, solange man in die Mitte eines an beiden Enden festgehaltenen Rohrstranges einfach ein Stück Metallschlauch mit geringer Durchbiegung nach unten einsetzte, weil der Schlauch durch die auf ihn einwirkenden Stauchungen und Zerrungen äußerst ungünstig beansprucht wurde. Dagegen konnte man die große natürliche Biegungsfähigkeit des Metallschlauches zur Kompensation der Ausdehnung eines Rohrstranges mit vollem Erfolge nutzbar machen, als man den Metallschlauch rechtwinklig zum Rohrstrang anordnete. Zufolge seiner leichten Beweglichkeit bewirkt ein Metallschlauch den durch die Längenänderung der Leitung bedingten Ausschlag, ohne auf die letztere irgendwelchen Druck oder Zerrungen auszuüben.

Die Firma Metallschlauchfabrik Pforzheim, vorm. Hch. Witzenmann, G. m. b. H. in Pforzheim baut Metallschlauchkompensatoren in den verschiedensten Formen, z. B. in V-, I-, S-, U- usw.-Form. Fig. 219 zeigt einen mit zwei Schlauchschenkeln ausgerüsteten U-Kompensator, der zur Kompensation der Ausdehnung eines sehr langen in gerader Richtung verlaufenden Rohrstranges Verwendung findet, in dessen Mitte er eingebaut werden muß, um das Kompensationsvermögen beider Schlauchschenkel vollkommen ausnutzen zu können.

Der Kompensator besteht aus zwei Schlauchenden, mit denen Fassonstücke aus Eisen oder Stahlguß stopfbüchsenartig verbunden sind. Um das Einlegen der Packungen zu ermöglichen, ist der Schlauch in eine innere und äußere Rotgußbüchse eingeschraubt. Durch Anziehen der Schrauben, welche die Fassonstücke verbinden, wird der mit dem unteren Gußkörper verstemmte Dichtungsring auf die Packung gepreßt, während der obere Gußkörper infolge seiner Konizität gleichzeitig das Drahtgeflecht des Schlauches auf der äußeren Schlauchbüchse festhält. Eine von seitlich angeordneten Schienen gehaltene Rohrschelle faßt den Schlauchschenkel in der Mitte. Diese parallelogrammartige Stützung des Schlauches verhütet eine Überanstrengung, da sich die dem Schlauch zugemutete Krümmung gleichmäßig in S-Form auf dessen ganze Länge verteilen muß.

Bei Niederdruckanlagen erfährt der Kompensator eine wesentliche Vereinfachung dadurch, daß ein nicht umflochtener Metallschlauch und eine mit diesem mittels Weißmetall vergossene Flanschenkupplung angewendet werden kann.

Eine Anweisung für die Bedienung von Elektromotoren hat der „Oberschlesische Überwachungs-Verein für elektrische Anlagen" in Kattowitz für die Berg- und Hüttenwerke des oberschlesischen Industriebezirks herausgegeben, die auch für unseren Leserkreis Interesse haben dürfte. Sie lautet:

1. Das Berühren unter Strom stehender Leitungen, Motoren und Apparate ist in vielen Fällen lebensgefährlich und deshalb verboten. Arbeiten an elektrischen Leitungen, Motoren, Apparaten usw. dürfen nur auf ausdrückliche Anordnung des unmittelbaren Vorgesetzten ausgeführt werden, der zuvor festzustellen hat, ob die Zuleitung stromlos ist.

2. Das tägliche Reinigen von Motor und Anlaßwiderstand darf nur bei Stillstand des Motors und nur bei geöffnetem Schalthebel vorgenommen werden.

3. Beobachtungen für den Betrieb: Sofern nicht von der Fabrikationsfirma des Motors entsprechende Sonderbestimmungen zu befolgen sind, gelten die folgenden allgemeinen Regeln:

4. Beginn des Betriebes. Der Wärter muß sich zunächst jedesmal überzeugen, ob der Schalthebel geöffnet ist, und untersucht erst dann, ob die Bürsten voll und richtig aufliegen, ob Kollektor oder Schleifringe blank sind, und ob die Lager genügend Öl enthalten. Zum Schmieren darf nur das für diesen Zweck zugewiesene Öl benutzt werden. —, Handwerkzeug aller Art Draht, besonders Eisenteile, müssen aus der Nähe des Motors entfernt werden. — Das Einschalten ist langsam und vorsichtig zu bewirken.

5. Einstellen des Betriebes. Anlaßwiderstand schnell ausschalten! Schalthebel öffnen! Dann nachsehen, ob Kollektor oder Schleifringe metallisch blank sind, ob die Bürsten noch richtig aufliegen. Geringe Verschmutzungen an Kollektor oder Schleifringen, Anlaßwiderstand sind durch die üblichen Putzmittel zu beseitigen. Das Abziehen des Kollektors muß in kaltem Zustande erfolgen. Reinigen und Befühlen der blanken Teile des Schalthebels ist dem Wärter streng verboten. Bei Weggehen hat der Wärter stets die Schutzvorrichtung, bezw. den Motorraum abzuschließen.

6. Alle Abweichungen von dem regelmäßigen Betriebsgange, im besonderen aber Brandstellen und Funkenbildung an Kollektor und Schleifringen, starke Erwärmung, Durchschmelzen der Sicherungen, sind unter allen Umständen dem Vorgesetzten zu melden. Reparaturen dürfen ohne Anweisung des Vorgesetzten nicht vorgenommen werden.

7. In allen längeren Betriebspausen ist der Motor stets durch den Schalthebel von der Stromzuleitung zu trennen.

8. In folgenden Fällen sind außerdem Anlaßwiderstand und Schalthebel zu öffnen: bei Stromunterbrechung in der Leitung, bei auffälligem Langsamlaufen des Motors, bei Durchschmelzen der Sicherung. Das Einschalten darf erst wieder erfolgen, nachdem man sich überzeugt hat, daß die Ursachen für die Störung beseitigt sind.

9. An dem Standorte des Motors dürfen nur die vom Betriebsführer bestimmten Schmelzeinsätze für die Sicherungen aufbewahrt werden. Der Gebrauch anderer Schmelzeinsätze ist streng untersagt. Die Schmelzeinsätze dürfen nur unter Beachtung der vom Vorgesetzten gegebenen besonderen Verhaltungsmaßregeln eingesetzt werden.

10. Für den Fall des Aussetzens der elektrischen Beleuchtung ist stets eine gebrauchsfähige Reservebeleuchtung in Bereitschaft zu halten.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 14. Begründet von W. H. Uhland. 2. Juli 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Die A. D. G. Turbo-Heißdampf-Lokomobile.

(*Mit Abbildungen, Fig. 220 u. 221.*)

Nachdruck verboten.

Der geringe Raumbedarf, eine Folge der unmittelbaren Vereinigung von Dampferzeuger und Dampfverbraucher, ist der Hauptvorzug der Lokomobilen gegenüber stationären Anlagen gleicher Leistung, bei denen Kessel und Maschinen getrennt sind. Eine weitere Ersparnis in dieser Richtung bedeutet es, wenn man, wie dies bei der A. D. G. Turbo-Heißdampf-Lokomobile der Fall ist, die Kolbendampfmaschine durch die weniger Raum beanspruchende ersetzt.

Die von der Allgemeinen Dampfturbinenbau-Gesellschaft m. b. H. in Nürnberg ausgeführte Turbo-Heißdampf-Lokomobile, die in Fig. 220 in Ansicht und in Fig. 221 im Querschnitt dargestellt wird, ist ein Kraftmotor, der die Vorteile der Lokomobile mit denen der Dampfturbine vereinigt. Die ausführende Firma garantiert bei einer Leistung von 100 PS_e einen Kohlenverbrauch von 0,6 kg pro Stunde und PS_e. Die Turbolokomobile stellt also eine ökonomisch arbeitende und dabei wenig Raum beanspruchende Kraftanlage dar. Sie eignet sich zum Antrieb von Transmissionen und zum Antrieb von Arbeitsmaschinen, wie Dreschmaschinen, Holzbearbeitungsmaschinen, Zentrifugalpumpen usw., vor allen Dingen auch für direkte Kupplung mit Dynamomaschinen. Die gegenüber den gewöhnlichen Lokomobilen leichte Bauart bietet beim Transport noch besondere Vorteile. Der Dampfkessel ist ein ganz aus basischem Martin-Flußeisen hergestellter Wellrohr-Innenfeuerungs-Rauchröhren-Kessel mit relativ großen Dampf- und Wasserräumen. Die Blechqualitäten entsprechen den Bedingungen der erweiterten Würzburger und Hamburger Normen. Ein Flachschlangenüberhitzer System Hering, mit dem Dampftemperaturen bis 400° C erreicht werden, ist in die Umkehrkammer eingebaut. Stationäre Turbolokomobilen sind durchweg mit Oberflächenkondensation ausgestattet, um warmes, kesselsteinfreies Speisewasser zu erhalten. Die Pumpen der Kondensatoren sind in dem als Pumpenkörper ausgebildeten Kesselfuß gelagert (Fig. 221). Fahrbare Lokomobilen bis zu Leistungen von maximal 150 PS werden mit Strahlkondensatoren ausgerüstet. Die Turbine wird direkt auf den Kessel aufgebaut. Die A. D. G. verwendet für größere Leistungen Überdruckturbinen, für kleinere Leistungen Druckturbinen. Bei den Überdruckturbinen tritt der Dampf mit fast vollem Druck in das erste Laufrad ein und expandiert dann in vielen Stufen, bei den Druckturbinen dagegen expandiert der Dampf bekanntlich schon in entsprechend geformten Düsen und tritt völlig entspannt in die Laufradschaufelkränze. Um den Rotor leicht zugänglich zu machen, ist das Turbinengehäuse, das die Leitschaufeln trägt, zweiteilig ausgeführt. Das Laufrad ist aus bestem und besonders festem Siemens Martinstahl hergestellt. Die Turbinenwelle ist auf einer gemeinsamen Platte außerhalb des Gehäuses gelagert. Die Dichtung erfolgt ohne Stopfbüchsen. Die Schmierung ist automatisch, das Öl wird immer wieder verwendet, so daß sehr wenig verbraucht wird.

Bei der in Fig. 220 gezeigten A. D. G. Turbo-Heißdampf-Lokomobile ist die Turbine einmal direkt gekuppelt mit einer Gleichstromdynamo, die 5000 Umdrehungen in der Minute macht und 110 Volt Strom liefert, andererseits treibt sie ein Vorgelege zum Antrieb einer Bandsäge. Die normale Leistung dieser Turbolokomobile beträgt 40 PS_e.

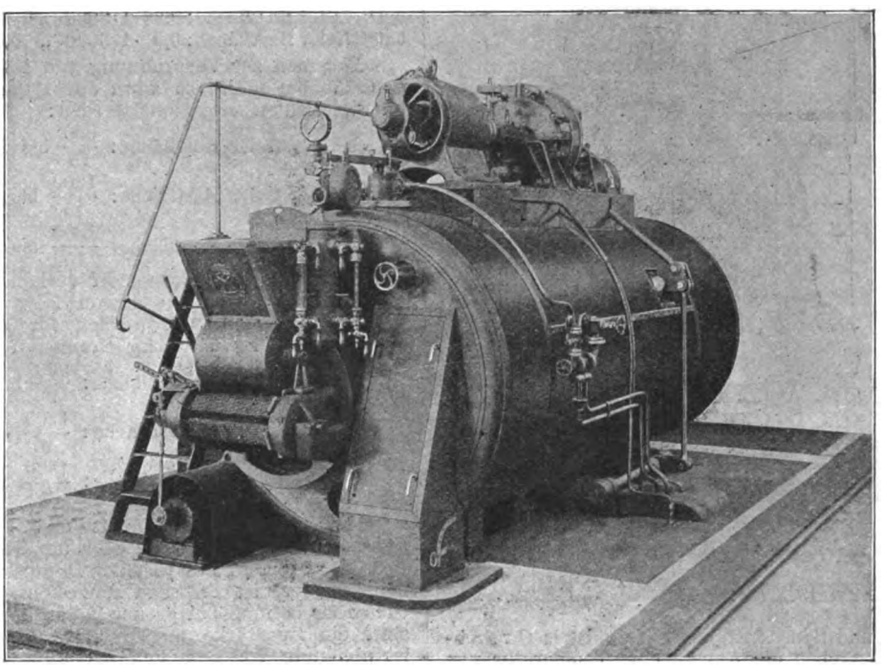


Fig. 220. Z. A.: Die A. D. G. Turbo-Heißdampf-Lokomobile.

Kehrichtverbrennungsofen,

System Dörr.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 34, Fig. 1—9.)

Nachdruck verboten.

Zu den Müllverbrennungsanlagen, deren Erbauung längere Versuche des verwendeten Ofensystems vorausgingen, gehört die Kehrichtverbrennungsanstalt Wiesbaden. Das dortige Ofensystem war vorher fremd, hat sich aber jetzt sowie schon in der Form des Versuchsofens so bewährt, daß man von seiner praktischen Verwendbarkeit wohl überzeugt sein darf.

Die Ausführung der Öfen lag der Firma Stettiner Chamotte-Fabrik Actien-Gesellschaft vorm. A. Didier in Stettin ob, der wir auch die auf Tafel 34 in Fig. 1—9 veröffentlichten Zeichnungen des Ofens verdanken.

Der Ofen kann als eine Art Kupolofen von etwa 5 m Höhe ohne vom Feuer berührte Eisenteile angesehen werden; er besteht aus dem Einfüllschacht a, dem Verbrennungsraum b, dem Gasabzug c und dem Schlackenhals c, einem Flugaschenfang f, dem Sammelfuchs und dem Entleerungsgang unterhalb des Fuchses sowie einem Flugaschefang. Unterhalb des Verbrennungsraumes b erstreckt sich ein kanalartiger Raum l, worin das Gebläse aufgestellt sowie die zugehörigen Luftleitungen verlegt sind.

Alle Teile des Ofens, die mit der direkten Flamme in Berührung kommen, sind in Qualitätsschamotten ausgeführt; die nicht vom Feuer berührten Partien bestehen aus roten Ziegeln. Oberhalb des Gasabzuges c befindet sich eine Verschlußöffnung d, und hinter dem Flugaschenfang f, also vor dem Fuchse, ist der übliche Absperrschieber in die Trennungswand eingebaut. Die Verschlüsse des Flugaschenfanges und des Fuchses sind in Gußeisen (g) hergestellt und mit horizontalen Absperrschiebern versehen.

Daneben finden sich noch Reinigungs-Verschlüsse h, die eine vollständige Säuberung des geneigten Bodens der Flugaschenfänge f gestatten.

Der Betrieb des Ofens gestaltet sich in der Weise, daß alle ½—¾ Stunden der Schlackenhals ausgeräumt und die im Ofenstocke befindliche Schlacke vorgezogen wird; sie gleitet, indem sie bis zur nächsten Abschlackung im Schlackenhalse liegen bleibt, unter dem Einfluß der Gebläseluft vor. Die Gebläseluft wird, wie Fig. 1 erkennen läßt, durch das mit einem Absperrschieber versehene Rohr l_1 und die in der Seitenwand des Schlackenhalses eingebauten Düsen m (Fig. 3) zugeführt; da die Düsen Neigung nach unten haben, wird die Luft gegen den Boden des Schlackenhalses ausgespritzt. Über die Lagerung der Düsen, die auf jeder Seite des Schlackenhalses und der unteren Rostpartie in zwei Gruppen m m_1 angeordnet sind, gibt außer Fig. 1 auch der Grundriß Fig. 2 (linke Hälfte) Auskunft.

Nach Ausräumen des Schlackenhalses wird die Masse von oben durcheinander geworfen, frisches Material zugeführt und nach Verschluß aller Öffnungen am Ofen das Gebläse wieder angestellt.

Das beschriebene Arbeitsverfahren läßt ohne weiteres den praktischen Wert des Ofens erkennen. Im Gegensatz zu den bisher in der Praxis eingeführten Systemen mit periodischer Arbeit ist dieser Ofen ein typischer Vertreter der sogenannten kontinuierlich arbeitenden Müllverbrennungsöfen; ununterbrochen kann man von oben frisches Material aufgeben, während unten die vollständig verschlackten Reste herausgeklaubt werden.

In drei Versuchsmonaten wurden in Wiesbaden in einem Ofen im Mittel 16,2 t Müll verbrannt; die Leistung des einzelnen Ofens

Digitized by Google

stieg mit zunehmender Übung des Personals bis auf 18,15 t täglich berechnet auf den Wochendurchschnitt, um mit Beginn der Heizzeit wieder auf 16 t Tagesleistung herabzugehen.

Im Anschluß daran sei der neuerdings für sämtliche Öfen in Wiesbaden eingerichteten mechanischen Beschickungsvorrichtungen gedacht. Diese besteht darin, daß ein in die Stapelplattform versenktes Gefäß von 0,8 cbm Inhalt durch einen elektrisch betriebenen Aufzug auf schräger Ebene gehoben und oben angekommen, selbsttätig gekippt wird. Durch Vermittlung eines Trichters entleert es sich dabei in ein drehbares Rohr von 0,60 m lichter Weite, das über den zu beschickenden Ofen eingestellt wird. Verstopfen kann sich das Rohr nicht, weil der Kehricht nur hindurchrutscht.

Über Dampfkesselfeuerungen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 33, Fig. 1—5, in Heft 13, auf Tafel 34, Fig. 10—20 sowie Abbildung, Fig. 222.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Um diesen Luftüberschuß festzustellen, muß die Abgangstemperatur der Heizgase, die Temperatur der einströmenden Luft unter dem Rost bekannt sein, und die Heizgase sind auf

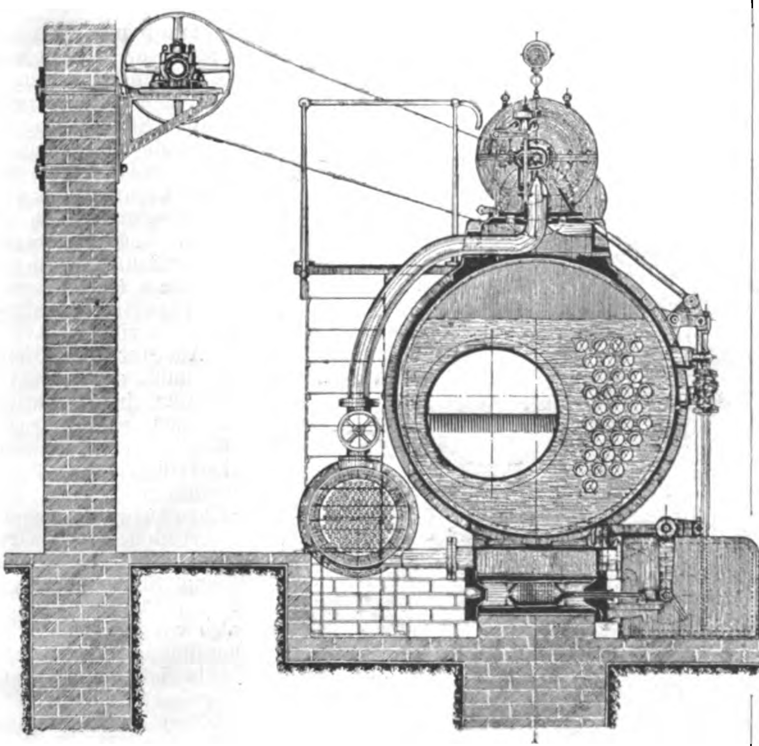


Fig. 221. Z. A.: Die A. D. G. Turbo-Heißdampf-Lokomobile.

ihren Kohlensäure- (CO_2) und Sauerstoffgehalt (O) mittels Orsatapparates zu untersuchen. Haben die Abgase eine Temperatur von 270 ° C und beträgt die der eintretenden Luft unter dem Rost 20 ° C, stellt sich ferner der Kohlensäuregehalt der Heizgase auf 10% und der Sauerstoffgehalt auf 9%, so ist der Brennstoff mit

$$L = \frac{21}{21-79\left(\frac{O}{N}\right)} = \frac{21}{21-79\left(\frac{9}{78}\right)} = 1{,}78 \text{ facher Luftmenge verbrannt worden.}$$

Um den Verlust an Prozenten des Heizwertes berechnen zu können, muß die Brennstoffanalyse bekannt sein; lieferte diese C = 74,86 %, H = 4,29 %, S = 1,28 %, W = 2,43 %, Asche = 6,12 %, O + N = 11,02 %, so berechnet sich der Verlust V zu:

$$V = \left(\frac{0{,}32 \cdot 74{,}86}{0{,}536 \cdot 10} + 0{,}48 \cdot 9\,\frac{4{,}29 + 2{,}43}{100}\right) \cdot (270 - 20) = 1187 \text{ WE.}$$

Der Heizwert der Kohle obiger Zusammensetzung berechnet sich nach der Verbandsformel zu:

$$H_u = 81 \cdot 74{,}86 + 290\,(4{,}29 - 1{,}25) + 25 \cdot 1{,}28 - 6 \cdot 2{,}43 = 6962 \text{ WE,}$$

mithin ergeben $1187 \text{ WE} = \frac{1187}{6962} \cdot 100 = 17\,\%$ Kohlen-Heizwert-Verlust.

Der Luftmangel bei der Verbrennung auf dem Roste kann durch ungenügenden Schornsteinzug und zu große Rostbelastung hervorgerufen sein. Ist Luftmangel vorhanden, so bildet sich Kohlenoxyd. Der Verlust durch Luftmangel berechnet sich, wenn die Rauchgasanalyse $CO_2 = 14\,\%$, $CO = 4\,\%$ und $O = 1\,\%$ ergab, folgendermaßen: $V_1 = \frac{CO \cdot 70}{2CO_2 + CO} = \frac{4 \cdot 70}{2 \cdot 14 + 4} = \backsim 9\,\%$. Hierzu kommt noch der Verlust infolge Erwärmung der Verbrennungsluft: $V_2 = \frac{1{,}05 \cdot 11{,}4 \cdot 250 \cdot 0{,}25 \cdot 100}{8100} = 9{,}24\,\%$. Der Gesamtverlust ergibt sich demnach zu $9 + 9{,}24\,\% = 18{,}24\,\%$.

Rostkonstruktionen.

Bei den Rostkonstruktionen muß der Bedingung gute Rostleistung bei gutem Nutzeffekt des Rostes die größte Aufmerksamkeit geschenkt werden. Es ist eben nicht möglich, alle Brennstoffe auf einem und demselben Roste wirtschaftlich zu verbrennen. Jeder Brennstoff stellt gewisse Bedingungen an den Rost, woraus sich folgende Grundregeln ergeben:

1. Der Rost soll die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge in möglichst guter Verteilung zutreten lassen, ohne ihr zuviel Widerstand entgegenzusetzen.

2. Die Rostspalten sollen so bemessen sein, daß sie wohl die bei der Verbrennung entstehenden Aschenteile, nicht aber die unverbrannten Brennstoffteile in den Aschenraum gelangen lassen; die Rostspalten müssen sich der Stückigkeit des Brennstoffes anpassen.

3. Die Haltbarkeit der Roststäbe soll sowohl gegen das Verbiegen der Stäbe selbst als auch gegen das Abbrennen groß sein.

4. Das Abschlacken der Roste soll ohne große Mühe und ohne Vergeudung brauchbaren Brennstoffes in sehr kurzer Zeit möglich sein.

5. Die Lebensdauer der Roste muß lang und der Preis nicht zu hoch sein, so daß er in den Rahmen der Wirtschaftlichkeit der Anlage paßt, um durch die nötigen Abschreibungen die Betriebskosten nicht zu hoch zu belasten.

Bei gewöhnlichen mit Schornsteinzug betriebenen Rostfeuerungen soll die Geschwindigkeit der durch die Rostspalten eintretenden Luft 1 bis 1,5 m in der Sekunde betragen; die freie Rostfläche soll $^1/_4$ bis $^1/_2$ der totalen betragen.

Es ist daher möglich, dem Brennstoff in einer Stunde eine Luftmenge zuzuführen:

bei $^1/_4$ freier Rostfläche: $0{,}25 \cdot 1 \cdot 3600$ bis $0{,}25 \cdot 1{,}5 \cdot 3600 =$ 900 bis 1350 cbm.
bei $^1/_3$ freier Rostfläche: $0{,}33 \cdot 1 \cdot 3600$ „ $0{,}33 \cdot 1{,}5 \cdot 3600 =$ 1200 „ 1800 cbm.
bei $^1/_2$ freier Rostfläche: $0{,}5 \cdot 1 \cdot 3600$ „ $0{,}5 \cdot 1{,}5 \cdot 3600 =$ 1800 „ 2700 cbm.

Hat man zur Verbrennung von 1 kg Steinkohle eine Luftmenge von 15 cbm nötig, so kann auf 1 qm Rostfläche in einer Stunde an Steinkohlen verbrannt werden:

bei $^1/_4$ freier Rostfläche: $\frac{900}{15}$ bis $\frac{1350}{15}$ = 60 bis 90 kg,

bei $^1/_3$ freier Rostfläche: $\frac{1200}{15}$ bis $\frac{1800}{15}$ = 80 bis 120 kg,

bei $^1/_2$ freier Rostfläche: $\frac{1800}{15}$ bis $\frac{2700}{15}$ = 120 bis 180 kg.

Ist ein anderer Brennstoff vorhanden, der ein geringeres Luftquantum zur Verbrennung von 1 kg braucht, so ändern sich die Rostbelastungen; z. B. werden für Braunkohle mit einem Luftbedarf von 9 kg per 1 kg Brennstoff die Rostbelastungen:

bei $^1/_4$ freier Rostfläche: $\frac{900}{9}$ bis $\frac{1350}{5}$ = 100 bis 150 kg,

bei $^1/_3$ freier Rostfläche: $\frac{1200}{9}$ bis $\frac{1800}{9}$ = 133 bis 200 kg,

bei $^1/_2$ freier Rostfläche: $\frac{1800}{9}$ bis $\frac{2700}{9}$ = 200 bis 300 kg.

Nach der Beschaffenheit und Schütthöhe des Brennstoffes richtet sich die Zugstärke oder die Geschwindigkeit der unter den Rost eintretenden Luft; ist der Brennstoff porös, so wird die Schütthöhe größer, ist er klein und dicht, so wird sie niedriger sein, oder aber es muß bei großer Schütthöhe und dichtliegendem Brennstoff die Zugstärke größer sein. Die zu erreichende Zugstärke ist abhängig von dem Schornstein und der Endgastemperatur, mit der die Heizgase den Dampfkessel verlassen.

Die Zugstärke über dem Rost für verschiedene Brennstoffe ist nach A. Dosch (Die Feuerungen der Dampfkessel, Verlag Dr. Max Jänecke, Hannover) in Tabelle I zusammengestellt.

Kohlenart	Stückkohlen		Gruskohlen		Staubkohlen	
	Zug über dem Rost mm Wassersäule	Rostbeanspruchung kg	Zug über dem Rost in mm Wassersäule	Rostbeanspruchung kg	Zug über dem Rost in mm Wassersäule	Rostbeanspruchung kg
Anthrazit- u. ganz magere Kohlen, halbmagere	11	70	15—20	60	20—25	60
Estkohlen	8	80	10	90	12	90
Fettkohlen	6	100	8	100—120	9	90—100
Gaskohlen	5	100	6	100—120	8	120
Eigentliche Braunkohle	4	150	5	150	6	180
Erdige Braunkohlen	4	200	5	175	—	—
Koks	7	75	9	70	10	80

Die Leistung der Rostfläche ist die Wärmemenge, die von einem Brennstoff bei einer bestimmten Zugstärke und einer bestimmten Schütthöhe per Quadratmeter Rostfläche entwickelt wird. Im folgenden wird durch verschiedene Verdampfungsversuche bei den aufgeführten Feuerungsarten die Größe der erreichten Rostbelastung noch angegeben.

Da jedoch der theoretisch im Brennstoff befindliche Heizwert nicht vollständig abgegeben wird, sondern Wärmeverluste, durch Unverbranntes, durch unverbrannte Gase, Ruß usw., sowie

Digitized by Google

durch Leitung und Strahlung entstehen, so ist nur ein gewisser Prozentsatz der theoretischen Wärmemenge verwendbar.

Der Verlust durch Unverbranntes beträgt 1,5—2%, durch unverbrannte Gase und Ruß 2—4 %, durch Leitung, Strahlung 4—8%, so daß, da auf den Feuerungsverlust 8—15% kommen, der Wirkungsgrad der Feuerung höchstens 0,9 bis 0,85 beträgt; besonders gut konstruierte Feuerungen weisen allerdings auch einen solchen bis 0,95 auf.

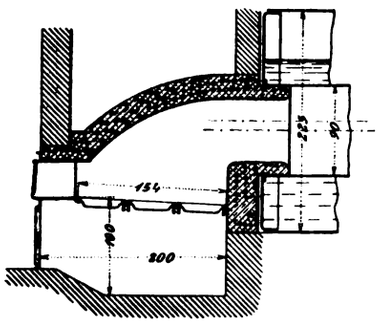


Fig. 222. Z. A.: Über Dampfkesselfeuerungen.

Wird dieser Wirkungsgrad der Feuerung mit η, die Rostleistung mit B, der Heizwert des Brennstoffes mit H_w bezeichnet, so ist die Rostleistung für 1 qm Rostfläche $L = B \cdot H_w \cdot \eta$, oder die Leistung der Gesamtrostfläche, wenn R die Rostfläche bezeichnet, $L = B \cdot H_w \cdot \eta \cdot R$.

Der Nutzeffekt der Feuerung berechnet sich, wenn H_w = Heizwert des Brennstoffes, L = Luftmenge in kg, t = Temperatur der zuströmenden Luft, V = erzeugte Verbrennungsgasmenge in kg, T = Temperatur der Verbrennungsgasmenge in ° C, cp = spezifische Wärme der Luft, cp_1 = spezifische Wärme der Verbrennungsgasmenge pro kg bedeutet, $Hw = V \cdot cp_1 \cdot T - L \cdot cp \cdot t$ oder die Anfangstemperatur $T = \frac{H_w + L \cdot cp \cdot t}{r \cdot cp_1}$, mithin der Nutzeffekt der Feuerung $\eta = \frac{V \cdot cp_1 \cdot T}{H_w}$.

Hat ein Brennstoff einen Heizwert von 7029 WE, woraus sich bei $cp_1 = 0{,}3548$ und einer Anfangstemperatur $T = 1560°$ C $V = 12{,}0603$ kg Verbrennungsgas entwickeln, so ist der Nutzeffekt der Feuerung $\eta = \frac{12{,}0603 \cdot 0{,}3548 \cdot 1560}{7029} = 95\ \%$.

Die für die Entgasung nach Verfahren 4 üblichen Feuerungsarten sind die Planrost- und Schrägrostfeuerungen. Der Planrost besteht aus einer horizontalen, oder wenig nach der Feuerbrücke zu geneigten Fläche und setzt sich in der Regel aus einzelnen Stäben oder Platten zusammen. Es gibt da glatte Stabformen, Schlangen-, Polygon-, Fischgräten-Roststäbe, je nach der Beschaffenheit des Brennstoffes. Ist der Brennstoff stückhaltig, so wird man glatte Roststäbe wählen, ist er aber fein, so wird man zu Polygon- oder Fischgrätenstäben übergehen. Auch zur Erreichung der größtmöglichen freien Rostfläche spricht die Stabform sehr viel mit. Für einzelne Brennstoffe gibt es noch weitere Roststabkonstruktionen, z. B. in Wasser gekühlte und durch Wasser gekühlte Roststäbe. Ist der Brennstoff sehr schlackenreich, so empfiehlt es sich, im Aschenraum Wasser zu halten; durch das verdunstende Wasser werden die Roststäbe gekühlt und die Schlacken lösen sich leichter los.

Die Planroste eignen sich zum Verbrennen von Steinkohlen, stückiger Braunkohle, Koks, Koksabfällen, Holzspänen und Holzscheiten, sowie Stücktorf. Der Planrost wird ausgeführt als Vor-, Unter- und Innenfeuerung für Koksabfälle, vorteilhaft auch als Planrostunterwindfeuerung in Verbindung mit Dampfgebläse, das die Luft unter den Rost drückt.

Weitere Kombinationen mit dem Planrost sind mechanische Feuerungsapparate zur gleichmäßigen Aufgabe des Brennstoffes, die jedoch nur ein ziemlich gleichmäßiges Brennmaterial bis Faustgröße verarbeiten. Mit diesen Apparaten wird der Brennstoff durch gleichmäßig dünnes Aufgeben sehr gut ausgenützt. Der Wander- oder Kettenrost ist ebenfalls ein Planrost, der aus einer endlosen Kette von Roststäben besteht; er eignet sich hauptsächlich für Steinkohle, verträgt aber backende und fließende Steinkohle sowie Anthrazit nicht.

Die Feuerung, die den größten Anspruch auf Wirtschaftlichkeit machen könnte, sollte eigentlich die Staubkohlenfeuerung sein, wobei gemahlener Kohlenstaub durch einen mechanischen Apparat auf den Rost gelangt, nur wird leider durch das Vermahlen der Kohle der Betrieb zu teuer, so daß der Vorteil der Feuerung dadurch aufgehoben wird.

Der Rost sollte im allgemeinen nicht länger als 2 m sein, man findet aber Roste bis 2400 mm, die von Hand allerdings nur schwer zu beschicken sind. Wo solche lange Roste vorhanden sind, hat man sie bei Vor- oder Unterfeuerungen durch Schamottezungen zu trennen, damit jeder Rostteil eine Feuertür erhält; hierdurch wird eine große Abkühlung der ganzen Rostfläche vermieden. Eine Ausnahme in der Länge der Roste machen die Wander- oder Kettenroste, die bis über 3 m lang ausgeführt werden. Man geht in neuerer Zeit dazu über, den Dampfkessel so zu bauen, daß eine Heizflächenbeanspruchung von 30—40 kg per qm Heizfläche und Stunde erreicht wird, und läßt die Abgase der Dampfkessel mit höherer Temperatur, z. B. 400—500 ° C in einen Ekonomizer zur weiteren Ausnutzung entweichen, weil sich dieses System billiger stellt, als wenn auf eine Abgastemperatur von 250 ° C Rücksicht genommen wird. Um beim Planrost eine große freie Rostfläche zu erreichen, empfiehlt es sich, die Kopfenden der Roststäbe nicht voll zu machen, sondern ihnen ebenfalls Luftspalten zu geben, da bei vollen Kopfenden am Rost zweier Roststablängen ein Stück tote Rostfläche erzeugt wird, wo nie eine gute Verbrennung wird stattfinden können.

Fig. 3, Taf. 33 stellt eine Planrost-Innen-, Fig. 222 eine Planrost-Vor-, Fig. 24, Taf. 33 eine Planrost-Unterfeuerung dar.

(Fortsetzung folgt.)

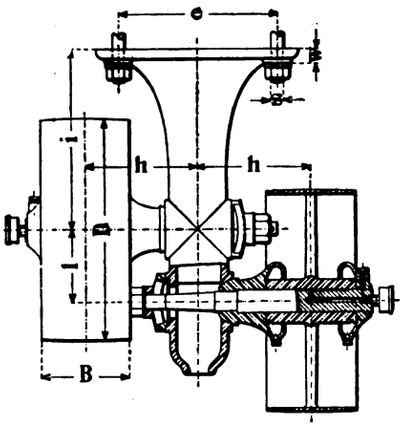


Fig. 223.

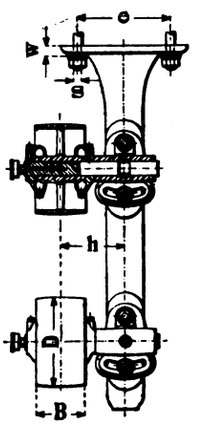


Fig. 224.

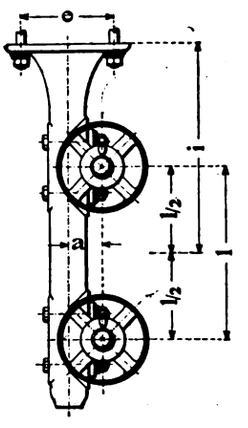


Fig. 225.

Z. A.: Neuere Riemenleiter.

Die Hochdruckturbinenanlage

des Elektrizitätswerkes Luzern-Engelberg.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 35.*)

Nachdruck verboten.

Für das Kraftwerk Luzern-Engelberg sind von der Actiengesellschaft der Maschinenfabrik von Theodor Bell & Cie., Kriens-Luzern vier Hochdruckturbinen von je 2500 PS ausgeführt worden; eine davon ist auf Taf. 35 in Fig. 3 bis 7 u. 12 wiedergegeben. Die übrigen Fig. der Taf. enthalten Details der Druckwasserzuleitung und der Absperrorgane.

Die Turbinenanlage arbeitet mit einem Bruttogefälle von 310 m, der mittlere Gefällverlust stellt sich auf 10 m, so daß ein Nettogefälle von 300 m zur Verfügung steht. Für den ersten Ausbau ist eine sekundliche Wassermenge von 2,5 cbm in Rechnung gezogen werden, woraus sich bei einem Nutzeffekt von 75% an der Turbinenwelle gemessen eine Dauerleistung von 7500 PS ergeben würde. Das gesamte Kraftwerk ist vorläufig auf eine maximale Leistung von 7500 PS und eine Reserve von 2500 PS berechnet. Tatsächlich stehen aber während sieben Monaten des Jahres minimal 2,5 sek/cbm Wasser zur Verfügung.

Der erste Ausbau umfaßt vier Generatorgruppen von je 2000 PS normaler und 2500 PS maximaler Leistung, von denen eine Gruppe als Reserve dient; daneben sind zwei Erregergruppen zu 175 PS und eine Gruppe von 600 PS vorhanden zum Betriebe der Stansstad-Engelbergbahn.

Unmittelbar vor den Turbinen sind, um jede einzelne Gruppe vollständig abstellen zu können, Schieber der aus Fig. 18—21 ersichtlichen Form angeordnet. Diese haben hydraulischen Servo-Motor und Rückführung, die derart funktioniert, daß sich der Schieber im Stahlgehäuse proportional dem Weg des auf der verlängerten Schieberspindel aufgesetzten Handrades mit flachem Gewinde bewegen muß. Der hydraulische Kolben ist so reichlich bemessen, daß der Schieber unter vollem Druck geöffnet und ge-

Digitized by Google

schlossen werden kann; trotzdem wurde aber eine Umleitung zur Entlastung und Schonung der Schieberführung angeordnet. Alle reibenden Teile der Schieber sind in Bronze ausgeführt.

Die Turbinen machen 300 Touren in der Minute und besitzen Lager mit Antifriktionsmetalleinlage sowie doppelten Schmierringen. Der Turbineneinlauf a ist aus Stahlguß hergestellt und hat 350 mm lichte Weite, sein rechteckiger Einlaufkanal b besitzt einen Querschnitt von 150 × 80 mm; daneben ist ein Freilauf b_1 von gleicher Größe vorhanden, der jedoch nur in Funktion tritt, wenn Überschuß an Kraft vorhanden ist. Sobald Beharrungszustand hergestellt ist, schließt dieser Freilauf langsam, um Wasser zu sparen.

Das Laufrad besteht aus drei Teilen, besitzt 2.4 m Durchmesser und hat löffelförmige Gußschaufeln c, die an der neutralen Stelle des äußeren Umfanges zusammengegossen sind und durch Stahlbandagen gehalten werden.

Die Geschwindigkeitsregulierung ist doppelt angeordnet und zwar so, daß entweder eine selbsttätige Geschwindigkeitsregulierung oder die Handregulierung arbeiten kann.

Die automatische Geschwindigkeitsregulierung ist nach Bellschem Typus mit Entlastung der Leitzunge durch einen über ihr angeordneten hydraulischen Kolben konstruiert. Im Inneren des hydraulischen Kolbens befindet sich ein zweiter, als Differentialkolben ausgebildeter zum Steuern des Freilaufes. Die Regulierventile wurden mit Drucköl so entlastet, daß alle metallisch geführten Teile des Ventilkolbens in Preßöl laufen. Sand kann infolgedessen nicht eindringen, und damit ist ein dauernd guter Betrieb gesichert. Der Wirkungskreis des Freilaufapparates stellt sich auf 95%, die Schlußzeit des selbsttätigen Geschwindigkeitsreglers auf 2½ Sekunden.

Fig. 9 stellt eine Expansionsmuffe für die 900 mm weite Druckleitung dar, deren Auflagerung in Fig. 10 und 11 detailliert ist und

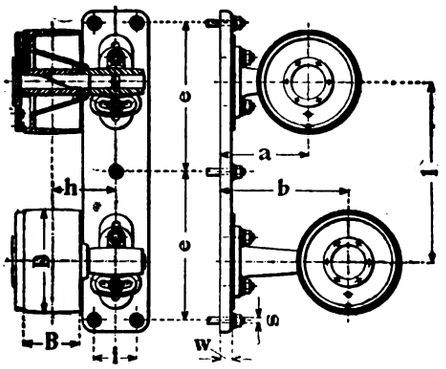


Fig. 226.

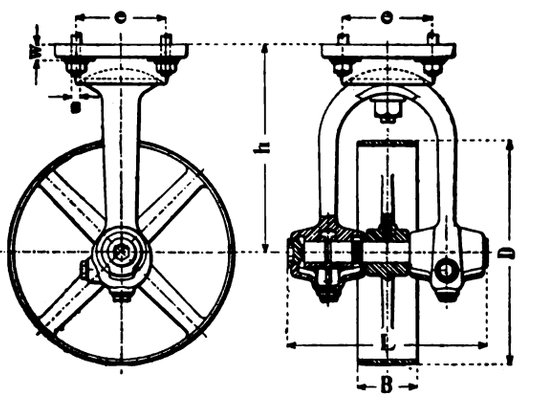


Fig. 227.

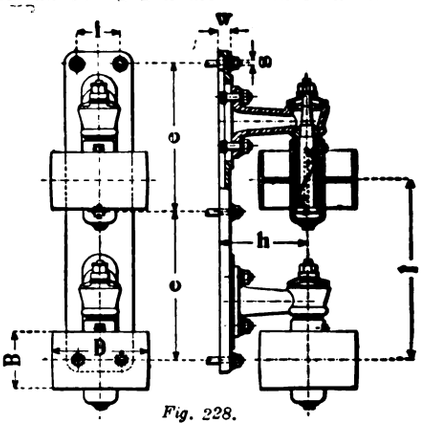


Fig. 228.

Fig. 226—228. Z. A.: Neuere Riemenleiter.

für die die Drosselklappe Fig. 13 und 14 bestimmt ist. Über die Art der Abdichtung der Flanschen geben Fig. 1 und 2, über die Form der Doppelkeilringe Fig. 15 Auskunft. Die Drosselklappen haben einen Durchmesser von 900 bis 1000 mm und sind mit je einem Leerlaufschieber und einer Mannlochausrüstung versehen. Sie wurden aus Stahlguß hergestellt und schließen so präzis, daß in der Sekunde nur 35 l Wasser zu beseitigen sind.

Die Flanschendichtung Fig. 2 wurde von Bell & Co., die andere (Fig. 1) von Gebrüder Sulzer konstruiert. Bei der ersteren wird durch einen Flacheisenring s ein im Querschnitt dreieckiger Ring t in eine Nut der aneinander stoßenden Flanschen gepreßt. Bei der Sulzerschen Dichtung Fig. 1 ist zwischen die innen abgefasten Flanschen des Rohres der Steg eines ⊥-Ringes gepreßt, auf dem zu beiden Seiten Kautschukschnüre aufgezogen sind, die sich bei der Montage in die abgefasten Flanschenecken hineinpressen. Der kreisrunde Dichtungsring der Bellschen Dichtung besteht ebenfalls aus Kautschuk.

Die Fig. 16 und 17 zeigen einen der selbsttätigen Rohrabschlüsse, eine Konstruktion der L. von Rollschen Eisenwerke. Er stellt sich als ein Tellerventil mit hydraulischer Bremse n n_1 zum Abbremsen des Stoßes beim Schließen und einem Stellwerk mit übergesetztem verschiebbaren Gegengewicht dar. Das Rohr o dient als Luftrohr, das andere p als Einfüllumleitung. Der Rohrabschluß läßt sich auf eine bestimmte Wassergeschwindigkeit einstellen, so daß er, wenn diese überschritten wird, sich selbsttätig schließt.

Neuere Riemenleiter.

(Mit Abbildungen, Fig. 223—230.)

Nachdruck verboten.

Selbst bei durchaus sachgemäßer Wartung und Behandlung können die Vorzüge des Riementriebes nur dann voll zur Geltung kommen, wenn die ganze Anlage von vornherein richtig ausgeführt war, wenn also stets der Fundamentalsatz beachtet worden ist: die Mittellinie des auflaufenden Trums muß stets in die Mittelebene der Riemenscheibe fallen. Um dieser Bedingung zu genügen, kann bei sich kreuzenden Wellen der Antrieb nicht mehr unmittelbar von der einen nach der anderen Welle geleitet werden, vielmehr sind dann an geeigneter Stelle sogenannte Leitrollen oder Riemenleiter zwischenzuschalten, deren Anwendung bei großen Umdrehungsgeschwindigkeiten unter allen Umständen geboten ist. Auch wenn die Lage und Geschwindigkeit der Wellen die Verwendung von Zahnrädern zuläßt, pflegt man Winkelriementriebe zu bevorzugen, um das Geräusch der Räder zu vermeiden und die Anordnung zu vereinfachen, da Leitrollen einen großen Spielraum in der Entfernung und Lage der Wellen zueinander gewähren.

Je nach den gegebenen Bedingungen wird die Ausführung der Riemenleiter wechseln. Fig. 223—230 zeigen einige neuere Konstruktionen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Actien-Gesellschaft in Dessau. Der in Fig. 229 schaubildlich, in Fig. 224 in zwei Ansichten dargestellte Riemenleiter ist ein sogenannter Deckenriemenleiter. Die Rollen sind in einer Hängesäule gelagert und können in den senkrechten Führungen der Höhe nach verstellt werden. Die Rollenachsen liegen im Mittel horizontal, können aber durch Verschiebungen in den bogenförmigen Querführungen bis zu einem Winkel von 15° zur Horizontalen nach oben oder nach unten geneigt werden. Diese Leitrollen werden ausgeführt für Riemenbreiten von 50 bis 300 mm entsprechend einer Rollenbreite B von 80 bis 350 mm und einem Rollendurchmesser D von 190 bis 600 mm, bei einer Ausladung a von 70 bis 180 mm, h von 128 bis 355 mm. Der Höhenabstand l der Rollenmitten ist einstellbar zwischen 350 und 450 mm, sowie 900 und 1100 mm.

Die gleichen Abmessungen für B, D und l treffen wir wieder bei dem in Fig. 225 in Vorder- und Seitenansicht veranschaulichten Deckenriemenleiter. Die Ausladung h liegt zwischen den Grenzen 180 und 550 mm. Auch hier erfolgt die Höheneinstellung der Rollen durch Verschiebung in den senkrechten Führungen der Hängesäule. Durch Verstellung in den Querführungen können die Rollenachsen bis zu 15° gegen die Vertikale nach der einen oder anderen Seite geneigt werden. Die Schmierung erfolgt mittels Nadelschmiergefäßen; zum Auffangen des austretenden Öles sind über und unter den Rollen Ölfänger angeordnet.

Während also bei den beiden besprochenen Riemenleitern der Abstand der Rollenmitten übereinander innerhalb gewisser Grenzen einstellbar war, ist bei dem in Fig. 223 u. 230 dargestellten Riemenleiter dieser Abstand l eine Konstruktionsgröße und schwankt zwischen 100 und 180 mm. Dafür besitzt der Riemenleiter sogenannte Universalstellbarkeit, d. h. die im Mittel horizontal liegenden Rollenachsen können nach allen Richtungen zur Horizontalen bis zu einem Winkel von 15° verstellt werden. Geschmiert wird mit Starrschmiere; die Naben der Rollen sind von Schmierfängern umschlossen.

Universalstellbarkeit hat auch der in Fig. 228 dargestellte Wand-Riemenleiter, bei dem der Abstand l der Rollenmitten zwischen den Grenzen 350 und 450 mm oder 900 und 1100 mm durch Verschiebung in den Führungen der Wandplatte ebenfalls verändert werden kann. Infolge seiner vollkommenen Stellbarkeit eignet sich dieser Riemenleiter auch für gekreuzte Riemen. In Vorder- und Seitenansicht zeigt Fig. 226 einen Wandriemenleiter, bei dem die Rollenständer ebenfalls in Führungen der Wandplatte verschiebbar sind. Eine eigenartige, von den anderen Konstruktionen abweichende Ausführung hat dieser Riemenleiter insofern erfahren, als die Ausladungen der beiden Rollen verschiedene Größe haben. Die Ausladung der näher anliegenden Rolle liegt entsprechend Riemenbreiten von 50 bis 300 mm zwischen den Werten 180 und 530 mm, die Ausladung der weiter abliegenden Rolle zwischen den Werten 270 und 755 mm.

Die Fig. 227 zeigt schließlich den Riemenleiter „Bamag", der mit Universalstellbarkeit und Ringschmierung versehen wird. Die Rollen sind in den Armen eines Bügels gelagert, der mit einer Kugelkalotte in einer Pfanne der Befestigungsplatte sitzt und durch eine Schraube in seiner jeweiligen Stellung festgespannt werden kann. „Bamag" wird hauptsächlich bei Riemenbreiten von 75 bis 125 mm verwendet, der Abstand von Mitte Rolle bis Fußplatte beträgt 350 mm, die größte Baulänge L 330 mm, der Rollendurchmesser D 380 mm. Die Rollenachsen liegen im Mittel horizontal, die Bügel können nach allen Richtungen zum Lot bis zu einem Winkel von 10° geneigt werden. Diese Riemenleiter gibt es für Befestigung an der Decke, an der Wand und auf dem Fußboden.

Digitized by Google

Zur Frage der Forcierung von Dampfmaschinen.

Von Dipl.-Ing. **Ad. Dannenbaum.**

Nachdruck verboten.

Zweifellos besitzt die Dampfmaschine in bezug auf Ausdehnungsmöglichkeit ihrer Leistung Eigenschaften, die von keiner anderen Kraftmaschine auch nur annähernd erreicht werden können. In der Praxis kommt es öfters vor, daß man aus Dampfmaschinen weit höhere Leistungen herausholt, als die, für die sie ursprünglich gebaut waren, und zwar, das ist das Maßgebende dabei, fast mit derselben Sparsamkeit im Dampfverbrauch.

Drei Möglichkeiten gibt es, solch eine Leistungssteigerung, Forcierung der Dampfmaschine herbeizuführen: man kann den Kesseldruck erhöhen, oder die Füllung im Hochdruckzylinder oder schließlich die Umlaufsgeschwindigkeit vergrößern.

Natürlich lassen sich auch mehrere dieser Wege gleichzeitig einschlagen. Hier soll nun vornehmlich die letzte Möglichkeit, die Erhöhung der Umlaufgeschwindigkeit, nach einem Aufsatz in der „Mech. World" erörtert werden. Die beiden ersten und namentlich die Erhöhung des Kesseldrucks, sind nämlich nur in bestimmten Grenzen, solange die Material-Anspannungen nicht zu groß werden, zulässig. Das Erhöhen des Kesseldrucks verursacht ohne weiteres größeren Kolbendruck und damit größere Beanspruchungen der Zylinder und Triebwerksteile, aber auch eine Füllungsvergrößerung bringt für den Niederdruckzylinder (Verbundmaschinen kommen ja hier fast ausschließlich in Betracht) meist erhöhten Anfangsdruck mit sich und dadurch auch erhöhten Kolbendurck.

Die dritte Möglichkeit, die Forcierung einer Dampfmaschine durch Erhöhung ihrer Umlaufsgeschwindigkeit, hat mit den eigentlichen Triebwerksteilen und ihren Beanspruchungen nicht direkt zu tun und hängt, einen genügend leistungsfähigen Kessel vorausgesetzt, nur mit den angetriebenen Arbeitsmaschinen u. ä., sowie mit einigen bei der Antriebsmaschine auftretenden Erscheinungen zusammen, die im folgenden erwähnt werden sollen.

Ist die Arbeitsmaschine mit der Antriebsmaschine direkt gekuppelt, so verbietet sich in den Fällen, wo eine bestimmte Umlaufszahl der ersteren Bedingung ist, ihre Erhöhung bei der beabsichtigten Forcierung von selbst. Sehr oft ist indes ein Zwischenglied, Riementrieb, Zahnradvorgelege usw. eingeschaltet, oder kann ohne große Schwierigkeit eingebaut werden; dann erstreckt sich die notwendige Änderung nur auf das Übersetzungsverhältnis des Zwischentriebes. Maschinen dieser Art, die an eine bestimmte Umlaufszahl gebunden sind, sind Dynamomaschinen, viele Arbeitsmaschinen im Spinnerei- und Webereibetrieb u. a. m. Namentlich bei den letzteren ist ein Zwischenglied beim Antrieb immer vorhanden.

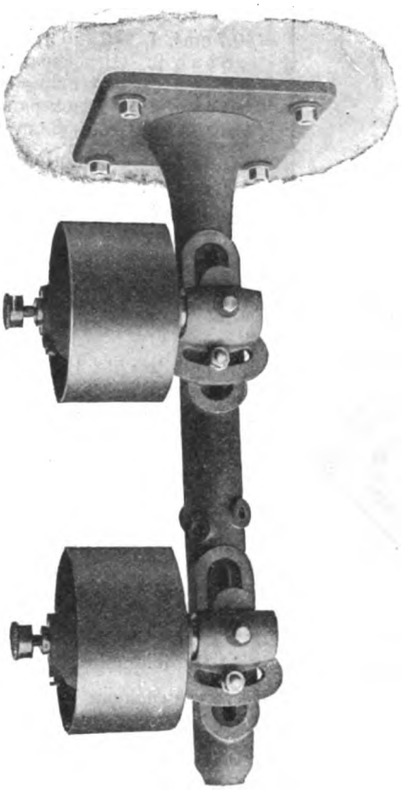


Fig. 229.

Bei der Antriebsmaschine selbst sind verschiedene Punkte besonders sorgfältig zu beachten, wenn man zu einer Erhöhung ihrer Umlaufszahl schreiten will. Zunächst ist die Vergrößerung der Zentrifugalkraft genau rechnerisch festzulegen und danach zu bestimmen, ob das vorhandene Schwungrad den neuen Beanspruchungen genügt oder durch ein anderes zu ersetzen ist. Dient das Schwungrad gleichzeitig als Seil- oder Riemenscheibe, so ist eine Umänderung infolge der veränderten Übersetzungsverhältnisse im Getriebe meistens doch notwendig, und dabei ergibt sich dann die Berücksichtigung der Zentrifugal-Spannungen von selbst.

Im Dampfzylinder selbst ist die Größe der Kanalquerschnitte einer Untersuchung zu unterziehen, ferner ihre Gestaltung. Die Gefahr einer Drosselung des Eintrittsdampfes liegt zwar fast niemals vor, und die Kanäle werden in den meisten Fällen genügend groß sein. Nur bei mehrfach scharf gewundenen Dampfkanälen ist das nicht ohne weiteres anzunehmen: da kann die wirkliche Leistung durch Drosselungsverluste hinter der erwarteten nicht unerheblich zurückbleiben. Auf die eigentliche Dampfökonomie der Maschine hat eine Drosselung des Eintrittsdampfes keinen nennenswerten Einfluß.

Ferner sind die Massenbeschleunigungen bei den erhöhten Umlaufsgeschwindigkeiten festzustellen, was namentlich dort, wo das Gewicht der hin- und hergehenden und rotierenden Teile bekannt ist, keine Schwierigkeiten verursacht. Ihre Wirkung auf die Dampfdiagramme ist zu ermitteln, und nötigenfalls sind die Überdeckungen der Schieber zu ändern, um günstigere Dampfverteilung, vor allen Dingen genügend große Kompression zu erlangen, damit stoßfreier Gang gewährleistet ist.

Von den Triebwerksteilen sind Lauffläche, Schmierung und Kühlung der Wellen- und Kurbellager zu berücksichtigen, und vor Beginn des Wechsels in den Umlaufszahlen ist zu überlegen, ob sie den erhöhten Geschwindigkeiten gewachsen sind und ob Ölzufuhr sowie Kühlung ausreichen. Haben sich schon früher Schwierigkeiten gezeigt, die Lager dauernd kühl zu halten, so ist eine Erneuerung oder Vergrößerung aller in Betracht kommenden Lagerflächen die erste Forderung, wobei auf sorgfältiges Einpassen und reichliche Bemessung der Ölzuführkanäle der größte Wert zu legen ist.

Zuletzt ist noch der Antrieb des Regulators in einfachster Weise den neuen Verhältnissen durch Änderung in der Übersetzung anzupassen, damit er mit seiner ursprünglichen Geschwindigkeit weiterläuft. Ein anderes Mittel zur Anpassung ist eine Änderung im Schwunggewicht, doch erfordert dies umständliche Berechnungen und große Erfahrung, die meist nur die Spezial-Bauanstalten für Regulatoren selbst besitzen. Auf dem ersten Wege wird man am leichtesten und sichersten zum Ziel kommen.

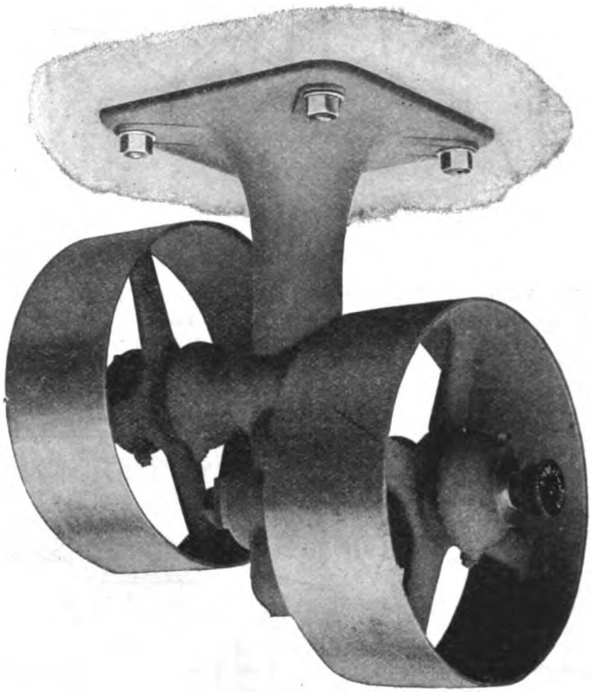


Fig. 230.

Fig. 229 u. 230. Z. A.: Neuere Riemenleiter.

Hydraulische Rohrbiegemaschine.

(Mit Abbildungen, Fig. 231 u. 232.)

Nachdruck verboten.

Die in Fig. 231 abgebildete, mit Druckwasser betriebene Maschine der Leeds Engineering & Hydraulic Company, Limited in Rodley bei Leeds zum Biegen starker Kupferrohre ist ihrer Zusammensetzung nach durch Fig. 232 erläutert. Nach einer Beschreibung in „The Engineer" besteht sie aus einem massiven Gußeisen-Bett in der Form eines Y. Zwei seiner Arme tragen einstellbare Gegenhalter g und h, der dritte Arm trägt den Preßzylinder, Skz. 6 der Fig. 232. Die Gegenhalter werden in ihren Führungen mittels eines Ratschenhebels durch liegende, flachgängige Schraubenspindeln je nach der Stärke und der beabsichtigten Krümmung der Rohre vor- oder zurückbewegt, wobei die Spindeln sich in Rotgußmuttern der Gegenhalter drehen. In der endgültigen Stellung werden die Schlitten von g und h durch Klemmschrauben festgehalten.

Der Druckzylinder ist mit der in Skz. 6, Fig. 232 veranschaulichten selbsttätigen Rücklaufvorrichtung versehen, die aus zwei konzentrischen Plungern a und b besteht, deren größerer a den zum Rohrbiegen erforderlichen Druck ausübt, während der kleinere b in Tätigkeit tritt, wenn ersterer zurückgezogen werden soll. Zu diesem Zweck ist b durch das Querhaupt c und die Umführungsstangen d mit dem Querhaupt des Plungers a verbunden. Die Einströmung des Druckwassers in den Zylinder von a oder b wird durch ein Hargreavesches hydraulisches Ventil gesteuert.

Die Maschine wird in zwei Größen von 30 und 50 t engl. Fassungsvermögen für einen Wasserdruck von 105 At gebaut und dient zur Bearbeitung von Rohren mit 152 und 305 mm Durchmesser.

Digitized by Google

Ihre Arbeitsweise ist folgende: Nachdem das zu biegende Rohr mit Harz gefüllt ist, wird es in geeigneter Lage in die Maschine eingelegt; darauf wird das Einströmventil geöffnet, so daß das eintretende Druckwasser den größeren Kolben vortreibt. Dieser legt sich mit einem vorn befestigten Druckkopf an das Rohr, das beiderseits an den um senkrechte Bolzen der Gegenhalter drehbaren, zylindrischen Hülsen anliegt, und biegt es im gewünschten Maße. Schwingt man nun den Handhebel zurück, so wird die Austrittsöffnung im großen Zylinder freigegeben und gleichzeitig Druckwasser hinter den kleineren Kolben gebracht, der infolgedessen aus

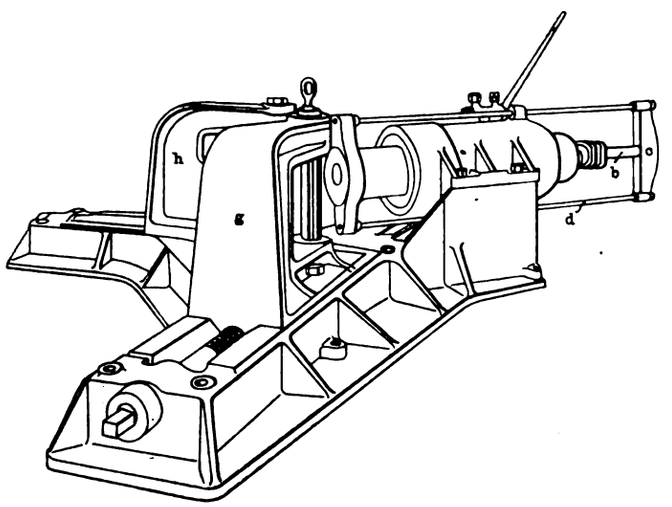


Fig. 231. Z. A.: Hydraulische Rohrbiegemaschine.

dem Zylinder herausgetrieben wird und den großen Kolben zurückzieht. Wird dann durch abermaliges Umlegen des Handhebels Druck auf den großen Kolben gegeben, so überwindet die auf seine Fläche wirkende Druckkraft den auf der bedeutend kleineren Kolbenfläche b

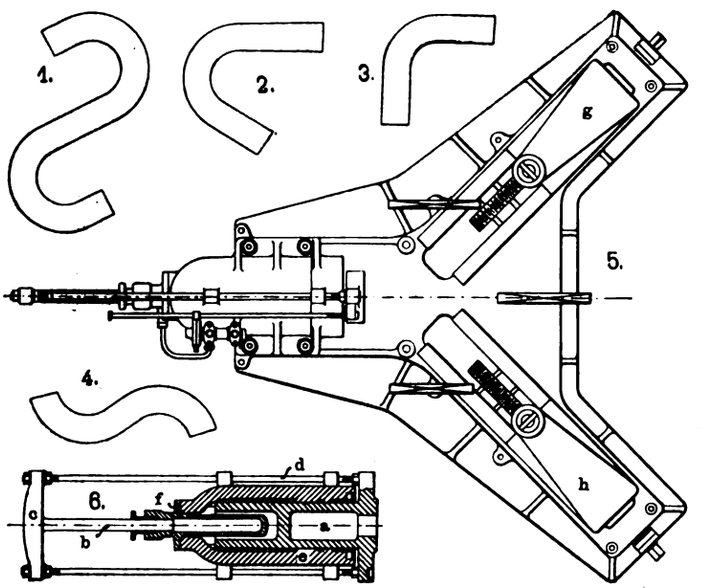


Fig. 232. Z. A.: Hydraulische Rohrbiegemaschine.

lastenden Druck, so daß der Plunger a wieder vorgeht, während das Wasser aus Zylinder b abfließt. — Steht kein Druckwasser zur Verfügung, so wird die Maschine mit einer Handpumpe ausgerüstet, mit der sich eine Pressung von 1055 At erreichen läßt.

Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte

Von Ingenieur R. Dietze in Emden.

(Mit Abbildung, Fig. 233.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Bestimmung der Winddrücke.

Nach Seite 51 beträgt der Winddruck normal zum Dach 36,3 kg pro m².

Die Knotenpunktlasten durch Wind berechnen sich daher zu

$$W_I = 11{,}65 \cdot 36{,}3 = \backsim 425 \text{ kg}$$
$$W_{II} = 14{,}45 \cdot 36{,}3 = \backsim 525 \text{ kg}$$
$$W_{III} = 7{,}2 \cdot 36{,}3 = \backsim 260 \text{ kg}.$$

Die Windlasten vom Oberlicht s. S. 99.

Die Spannungen sind wieder graphisch ermittelt (vgl. Fig. 186. Heft 11) und in der Tabelle auf S. 115 zusammengestellt.

Dimensionierung der Stäbe.

Für den Obergurt kommt der am meisten gedrückte Stab 2′ in Betracht. $I_x = 2 \cdot 145 = 290$ cm⁴, $I_y = 2 \cdot 134 = 268$ cm⁴.

$$I_{min} \text{ erf.} = 2 \cdot 15{,}97 \cdot 2{,}95^2 = 278 \text{ cm}^4.$$

Im Untergurt ergibt sich die größte Zugspannung im Stab 5 zu 15,4 t zwei $\llcorner\!\llcorner \frac{60 \cdot 60}{7}$;

$$\sigma_{max} = \frac{15400}{13{,}58} = \backsim 1135 \text{ kg/cm}^2.$$

Stab 6. Zugspannung 14,05 t $\llcorner\!\llcorner \frac{60 \cdot 60}{7}$, $F = 2 \cdot 7{,}91 = 15{,}82$

Nietabzug $= 2 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}7 = 2{,}24$

$13{,}58$;

$$\sigma_{max} = \frac{14050}{13{,}58} = \backsim 1035 \text{ kg/cm}^2.$$

Stab 7. Zugspannung 2200 kg $\llcorner\!\llcorner \frac{45 \cdot 30}{5}$, $F = 2 \cdot 3{,}5 = 7$

Nietabzug $= 2 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}5 = 1{,}6$

$5{,}4$;

$$\sigma_{max} = \frac{2200}{5{,}4} = \backsim 407 \text{ kg/cm}^2.$$

Stab 8. Druckspannung 2440 kg, $\llcorner\!\llcorner \frac{60 \cdot 40}{6}$, $I_x = 2 \cdot 20{,}35 = 40{,}7$ cm⁴, $I_y = 2 \cdot 20{,}37 = 40{,}74$ cm⁴; I_{min} erf. $2 \cdot 2{,}44 \cdot 2{,}8^2 = 38{,}26$ cm⁴.

Stab 9. Druckspannung 3580 kg, $\llcorner\!\llcorner 45 \cdot 30 \cdot 5$, $I_x = 2 \cdot 7{,}04 = 14{,}08$ cm⁴, $I_y = 2 \cdot 8{,}29 = 16{,}58$ cm⁴; I_{min} erf. $2 \cdot 3{,}58 \cdot 1{,}25^2 = 11{,}19$ cm⁴.

Stab 10. Druckspannung 880 kg. $\llcorner\!\llcorner 45 \cdot 30 \cdot 5$, $I_x = 14{,}08$ cm⁴, $I_y = 16{,}58$ cm⁴; I_{min} erf. $2 \cdot 0{,}88 \cdot 1{,}8^2 = 5{,}7$ cm⁴.

Dachanlage der schmalen Seitenhalle.

Berechnung der Pfetten.

Im Interesse größtmöglicher Materialersparnis sind die Pfetten als kontinuierliche Gelenkträger konstruiert, deren Gelenke 0,15 l von den Auflagerpunkten entfernt angeordnet sind (Fig. 233, Skz. 1). Bei dieser Anordnung werden die Maximalmomente über den Auflagern sowie in den Mitten der Haupt- und Zwischenpfetten:

$$M_{max} = \frac{P \cdot l}{16}.$$

Die lotrechte Belastung durch Wind, Eindeckung und Schneedruck beträgt nach Seite 51 wie beim Mitteldach 155 kg pro m².

Außenpfette. I NP 15.

Belastung durch ständige und Nutzlast $2{,}2 \cdot 5{,}07 \cdot 155$ kg	$= 1732$ kg
Eigengewicht $= 5{,}07 \cdot 15{,}9$	$= \backsim 82$ „
	1814 kg.

$$\sigma_{max} = \frac{1814 \cdot 507}{16 \cdot 97{,}9} = 587 \text{ kg/cm}^2.$$

Mittelpfette. I NP 15.

Belastung durch ständige und Nutzlast $2{,}7 \cdot 5{,}07 \cdot 155$ kg	$= 2120$ kg
Eigengewicht $5{,}07 \cdot 15{,}9$	$= 82$ „
Windverband	$\backsim 18$ „
	2220 kg.

Das Widerstandsmoment des I NP 15 beträgt abzüglich der Nietverschwächung $W_x = \frac{1}{7{,}5}(734 - 0.9 \cdot 1{,}6 \cdot 7{,}05^2) = 88{,}5$ cm³; demnach ergibt sich: $\sigma_{max} = \frac{2220 \cdot 507}{16 \cdot 88{,}5} = 760$ kg/cm².

Innenpfette. I NP 15.

Belastung durch ständige und Nutzlast $1{,}4 \cdot 5{,}07 \cdot 155$ kg	$= 1100$ kg
Eigengewicht	$= 82$ „
	1182 kg.

$$\sigma_{max} = \frac{1182 \cdot 507}{16 \cdot 97{,}9} = 382 \text{ kg/cm}^2.$$

Für die Unterstützung der Pfetten ist ein I Eisen NP 24 angenommen (Skz. 3, Fig. 233).

Der Balken wird als auf beiden Seiten frei aufliegend betrachtet.

Moment infolge der Einzellast in der Mitte:

$$M_I = \frac{2220 \cdot 545}{4} = 302425 \text{ kg/cm};$$

Moment infolge Eigengewichts:

$$M_{II} = \frac{5{,}45 \cdot 35{,}9 \cdot 545}{8} = 13295 \text{ kg/cm}.$$

$$M_{max} = 302425 + 13295 = 315720 \text{ kg/cm},$$

$$\sigma_{max} = \frac{315720}{353} = \backsim 895 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Durchbiegung wird

$$f = \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma_b \cdot l^2}{E \cdot h} = \frac{1 \cdot 895 \cdot 297025}{6 \cdot 2150000 \cdot 24} = \backsim 8 \text{ mm}.$$

Berechnung der Anschlußniete (Skz. 2, Fig. 233).

$$P = 1812 + \frac{2220}{2} = 2922 \text{ kg}. \quad \sigma_a = \frac{2922}{4 \cdot 2} = 366 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\sigma_l = \frac{2922}{41{,}6 \cdot 1{,}7} = 270 \text{ kg/cm}^2.$$

Windverband (Skz. 4 u. 5, Fig. 233).

Winddruck pro **Feld**: 5.07 . 3.6 . 150 = 2.74 t, Zugspannung in den Diagonalen 2 t, L 50 · 50 · 5 Nutzquerschnitt = 4,75 — 1,3 · 0,5 = 4,10

$$\sigma = \frac{2000}{4{,}1} = \backsim 500 \text{ kg/cm}^2.$$

Digitized by Google

Spannungstabelle für die Stäbe des Binders.

Nummer des Stabes	Theoret. Länge mm	Spannung durch Eigengew. u. Schneelast	Spannung durch Wind	Gesamt-Spannung	Gewähltes Profil	Vorhand. Nutz-Querschnitt	I_{min} erforderlich	I_{min} vorhanden	σ kg/cm²	Niete n	Niete Durchmesser	σ_a / σ_l
1	2950	— 11 300	— 2100	— 13 400	⊓ 100 · 70 / 9	28,9			463	5	16	670 / 1675
1'	2950	— 11 300	— 2600	— 13 900	„	„	< 2'	wie 2'	481		16	—
2	2950	— 12 600	— 2550	— 15 150	„	„			524		16	
2'	2950	— 12 600	— 3370	— 15 970	„	„	278	290 / 268	552		16	
3	2300	— 11 100	— 2080	— 13 180	„	„	< 2'	wie 2'	456		16	
3'	2300	— 11 100	— 3440	— 14 540	„	„			503	5	16	726 / 1820
4	2900	+ 11 000	+ 2800	+ 13 800	⊥ 60 · 60 / 7	13,58	—	—	1017			
4'	2900	+ 11 000	+ 1780	+ 12 780	„	„	—	—	936			
5	2250	+ 12 300	+ 3100	+ 15 400	„	„	—	—	1135	5	16	770 / 1925
5'	2250	+ 12 300	+ 2530	+ 14 830	„	„	—	—	1095			
6	2900	+ 11 200	+ 2850	+ 14 050	„	„	—	—	1035	5	16	703 / 1752
6'	2900	+ 11 200	+ 1800	+ 13 000	„	„	—	—	960			
7	3100	+ 1 400	+ 320	+ 1720	⊥ 45 · 30 / 5	5,4	—	—	320	2	16	
7'	3100	+ 1 400	+ 800	+ 2200	„	„	—	—	407	2	16	275 / 688
8	2800	— 1 800	— 640	— 2440	⊥ 60 · 40 / 6	11,28	38,26	40,7	217	2	16	305 / 763
8'	2800	— 1 800	+ 70	— 1870	„	„		40,7	166			
9	1250	— 2 850	— 730	— 3580	⊥ 45 · 30 / 5	7	11,19	14,08 / 16,58	512	2	16	448 / 1120
9'	1250	— 2 850	— 460	— 3310	„	„	< 9	„	< 512			
10	1800	— 550	— 130	— 680	„	„		„				
10'	1800	— 550	— 330	— 880	„	„	5,7	„	126	2	16	110 / 275
11	2200	+ 3 850	+ 730	+ 4580	„	5,4	—	—	850	2		572 / 1432

Niete: 2 einschnittige von 1,3 cm Durchm.

$$\sigma_a = \frac{2000}{2 \cdot 1{,}32} = \backsim 760 \text{ kg/cm}^2, \quad \sigma_l = \frac{2000}{2 \cdot 1{,}3 \cdot 0{,}5} = \backsim 1540 \text{ kg/cm}^2.$$

Dachanlage der breiten Seitenhalle.

Pfetten. Die Pfetten sind wie bei der schmalen Seitenhalle als Gelenkträger konstruiert.

Außenpfette. I NP 15.

Belastung durch ständige und Nutzlast $2{,}4 \cdot 5{,}07 \cdot 155 = 1890$ kg
Eigengewicht $= 82$ kg
1972 kg.

$$\sigma = \frac{1972 \cdot 507}{16 \cdot 97{,}9} = \backsim 640 \text{ kg/cm}^2.$$

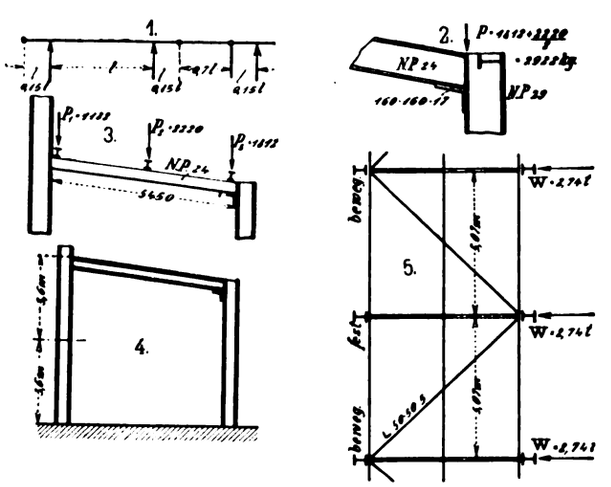


Fig. 233. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Mittelpfetten. I NP 15.

Belastung durch ständige und Nutzlast $3{,}1 \cdot 5{,}07 \cdot 155 = 2440$ kg
Eigengewicht $= 82$ kg
2522 kg

$$\sigma = \frac{2522 \cdot 507}{16 \cdot 97{,}9} = \backsim 820 \text{ kg/cm}^2.$$

Innenpfette. I NP 15.

Belastung durch ständige und Nutzlast $1{,}5 \cdot 5{,}07 \cdot 155 = 1178$ kg
Eigengewicht $= 82$ kg
1260 kg.

$$\sigma = \frac{1260 \cdot 507}{16 \cdot 97{,}9} = \backsim 408 \text{ kg/cm}^2.$$

(Fortsetzung folgt.)

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Kraftübertragung in feuchten Räumen.

Nachdruck verboten.

In feuchten Räumen, wo Wasserdampf durch Kondensierung die Eisenteile näßt, sollte die Gleitung der Riemen durch besonders breite Scheiben vermindert werden. Die Nässe vermindert nämlich die Reibung zwischen Riemen und Scheibenflächen.

An Stelle der Riemenverbreiterung kann auch eine Vergrößerung der Scheiben treten, um die Riemenauflage zu vermehren.

Senkrechte Riementriebe sind in feuchten Räumen ganz besonders zu vermeiden.

Ist es nicht angängig, die Riemenübertragung in solchen Betrieben ganz zu vermeiden oder sie außerhalb der Räume zu verlegen, so empfiehlt es sich, auch die Riemen einzuschalen.

Das beste Mittel ist der Ersatz der Riementriebe durch Zahnräder, Schnecken- oder Kettenräder. Die letzteren haben den Vorzug der Nachstellbarkeit und lassen beliebig lange oder kurze Abstände zwischen der treibenden und angetriebenen Welle zu. Ebenso ist das Übersetzungsverhältnis kaum beschränkt und eine Gleitung des zahnradähnlichen Eingreifens der Bolzen wegen gänzlich ausgeschlossen. Nässe und Rost schaden den Trieben nicht direkt; event. können die Treibketten auch verzinkt werden, und selbst das Abscheuern der Verzinkung an diesen Stellen würde keinen Rost zulassen. Die Ausschaltung (Abstellung) der Kettentriebe wird zumeist durch Friktions- oder Klauenkupplungen bewirkt.

Eine amerikanische Peltonradanlage.

(*Mit Abbildung, Fig. 234.*)

Nachdruck verboten.

Einer Abhandlung über hydro-elektrische Einrichtungen im „Engineering Record" entnehmen wir folgende Skizze einer Peltonradanlage, die in mancher Hinsicht charakteristisch ist und zum Vergleich der auf Tafel 26 dargestellten deutschen Konstruktion herausfordert. Kennzeichnend für die amerikanische Peltonanlage ist ihre konstruktive Einfachheit. Ob es aber mit einer solchen Anlage möglich ist, den hohen Wirkungsgrad zu erreichen, wie beispielsweise mit der Anlage auf Tafel 26, möchten wir bezweifeln. Immerhin wird sich die Anwendung des amerikanischen Typs dort empfehlen, wo man nicht genötigt ist, auf große Wirtschaftlichkeit zu sehen, und wo eine sachgemäße Bedienung von vornherein ausgeschlossen erscheint.

Digitized by Google

Die beiden Peltonräder a sind in einem einfachen Gehäuse untergebracht, dessen Unterteil durch einen gußeisernen Rahmen dargestellt wird, während den Oberteil eine einfache Blechkappe bildet. Die beiden Düsen c liegen in einer Ebene nebeneinander und sind mit Hilfe der Preßzylinder e d in der Höhenlage verstellbar. Die Plunger dieser Zylinder greifen durch Gelenkstücke an den um Zapfen drehbaren Gehäusen f g der Düsen ein. Sie haben am rückwärtigen Ende halbkugelige Anlageflächen, mit denen sie sich gegen die festen Kopfstücke der Wasserzuleitung anlegen, so daß der Wasserzufluß bei jeder Stellung der Düsen gewahrt ist. Da zwei voneinander unabhängige Zuflußstutzen vorhanden sind, so ward jeder mit einem Regulierapparat versehen. Nach hinten schließen sich an die Zuführung zwei schlanke Krümmer an, die in ein sogenanntes Y-Stück übergehen, das an einen dritten Krümmer angeschlossen ist, der seinerseits mit der Zuflußleitung zusammenhängt.

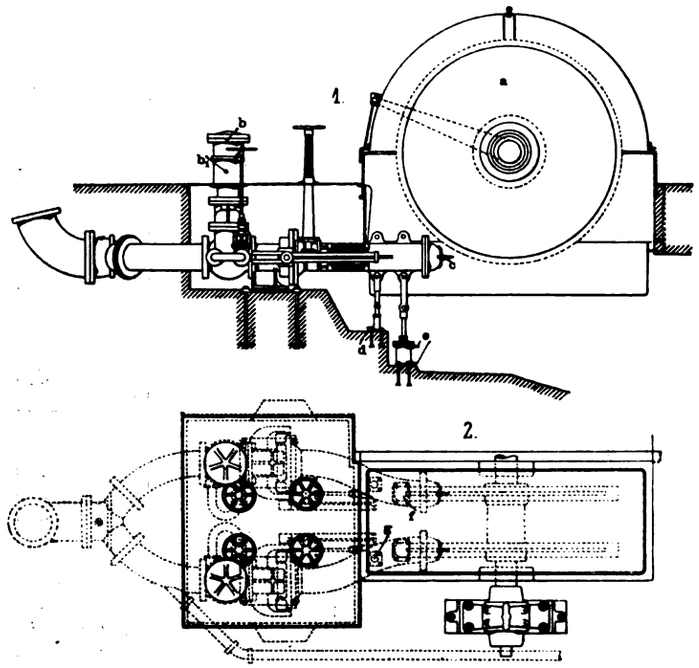


Fig. 234. Z. A.: Eine amerikanische Peltonradanlage.

Erwähnt sei noch, daß die Kolben in den beiden Zylindern d e in der Weise verwendet werden, daß der größere (e) gewissermaßen zum Anheben der Düsen c dient, während der Kolben im kleinen Zylinder d als Balancierzylinder zur Geltung kommt.

Die beiden Radscheiben sind aus Schmiedestahl und tragen am Umfange je 24 Schaufeln aus Gußstahl.

Das Druckgefälle stellt sich auf 1750′ engl.

Die Verstellung der Düsen erfolgt durch einen besonderen Kontrollapparat, der oberhalb der Turbine auf einem besonderen Podest aufgestellt ist.

Selbstschluß-Wasserstand-Anzeiger

System Chalou.

(Mit Abbildung, Fig. 235.)

Nachdruck verboten.

Die mit dem Bruch des Glases eines Wasserstandanzeigers verbundenen Gefahren haben schon vor Jahren Versuche zur Beseitigung dieses Übelstands gezeitigt. Jeder Glasbruch hat bekanntlich das Ausströmen von Dampf und Wasser zur Folge, wobei noch zu beachten ist, daß das unter Siedverzug stehende Wasser sich in dem Augenblick, wo es den Wasserhahn verläßt, in Dampf verwandelt; Verbrühungen sind infolgedessen nie ausgeschlossen. Wohl gibt es nun eine ganze Anzahl sogenannter selbstschließender Wasserstandanzeiger, aber sie alle funktionieren nur solange, als sich kein Kesselstein in den beiden Hahnkörpern festgesetzt hat. Der durch Fig. 235 veranschaulichte französische Wasserstandanzeiger trägt diesem Übelstande insofern Rechnung, als er die den Selbstschluß bewirkende Kugel für den Dampfhahn in einer Erweiterung des Gehäuses unterbringt, während die für den Wasserhahn auf 4 kurzen Säulen so gelagert sind, daß sich ohne Gefährdung der Wirkung der Kugel unter ihr etwas Schlamm ansammeln kann.

Der in Frankreich unter dem Namen „System Chalou" bekannte Wasserstandanzeiger besteht nach „Portef. Econ. des Mach." aus dem Dampfhahnkopf (Fig. 235, Skz. 1 u. 2) und dem Wasserhahnkopf (Fig. 235, Skz. 1, 5 u. 8).

Der Dampfhahnkopf zeigt gegen die bei uns üblichen Typen nur insofern eine Veränderung, als neben dem eigentlichen Dampfhahn h_1 in das Gehäuse ein Kücken h_2 eingebaut ist, dessen Durchgangsöffnung im Augenblick der Gefahr durch die Kugel i selbsttätig abgestellt wird. Diese hat 10 mm Durchmesser und ruht in einer Aussparung des Gehäuses. Im Augenblicke des Glasbruches, wo der Dampf mit großer Gewalt auszuströmen sucht, wird die Kugel angehoben und vom Dampf gegen die 7 mm weite kreisrunde Durchgangsöffnung des Hahnkückens h_2 angepreßt.

Das Kücken enthält im Umfang 4 im Kreuz versetzte Durchflußöffnungen, von denen zwei 6 mm und zwei 7 mm weit sind; die gleichweiten Öffnungen liegen diametral gegenüber (vgl. Skz. 2). Der Querschnitt der Öffnungen ist allerdings verschieden. Die 7 mm weiten sind kreisförmig, die 6 mm weiten rechteckig; ihr Querschnitt stellt sich auf 16 × 15 mm. Bei normalem Betrieb wird das Kücken soweit angestellt, daß die 7 mm weiten Öffnungen in der horizontalen und die 6 mm weiten in der vertikalen Richtung stehen. Der Kückenfortsatz tritt als Zapfen aus dem Gehäuse heraus und nimmt auf einem vierkantigen Ansatz einen aus Flacheisen geschmiedeten einarmigen Gabelhebel auf.

Der Wasserhahnkopf enthält außer dem Kücken k_1, wie gesagt, noch die 14 mm im Durchmesser haltende Kugel i_1, die sich im Moment des Glasbruches, gehoben durch das ausströmende Wasser, gegen die Aufsatzöffnung unterhalb des Glases anpreßt und dadurch das Wasser am Ausströmen verhindert. Die Kugel befindet sich in einer kammerartigen Aussparung des Wasserhahnkopfes k und wird durch vier fingerartige Fortsätze im Gewindezapfen des Ablaßhahnes l getragen.

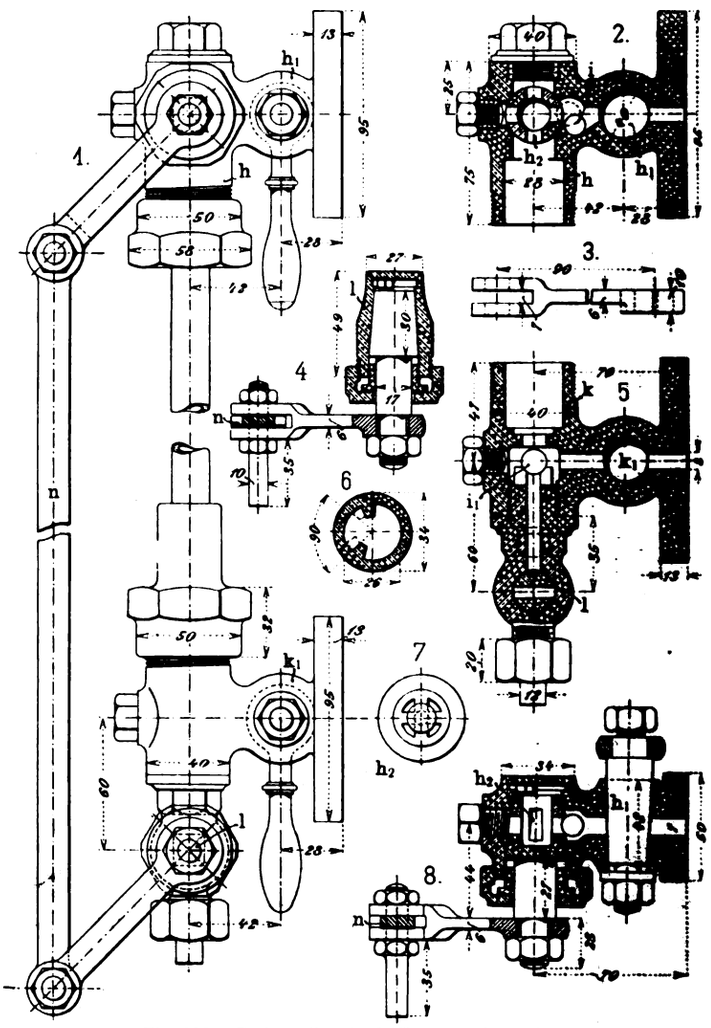


Fig. 235. Z. A.: Selbstschluß-Wasserstand-Anzeiger.

Der Ablaßhahn l besitzt die übliche Form und ist wie bei uns zum Anschluß eines Ablaßrohres eingerichtet. Dagegen besteht insofern ein Unterschied, als sein Kücken nicht wie bei uns einen Handgriff, sondern einen einarmigen Hebel trägt (vgl. Skz. 1), der durch die Stange n mit dem einarmigen Hebel auf dem Hahn h_2 verbunden ist. Jede Bewegung der Stange n zieht nun eine gleichzeitige Bewegung der Hahnkücken h_2 und l nach sich, so daß beispielsweise beim Anheben der Stange n die Kücken der beiden Hähne l und h_2 auf „Ausfluß" angestellt werden. In diesem Falle kommen nämlich beim Dampfhahnkopf h die rechteckigen Öffnungen in der Durchstoßachse des Hahnes zu liegen. Wenn nun auch durch den ausströmenden Dampf die Kugel i gehoben werden sollte, so kann sie trotzdem die Ausflußöffnung nicht vollständig abschließen, da diese 15 mm lang ist, die Kugel aber nur 10 mm Durchmesser hat.

Die Abdichtung des Schauglases in den Gehäusen h und k erfolgt durch Überwurfmuttern, von denen die untere eine starke zylindrische Fortsetzung nach oben trägt.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 15. Begründet von W. H. Uhland. 16. Juli 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Zwangläufige Kegelräderhobelmaschine

mit zwei Werkzeugen.

(Mit Abbildungen, Fig. 236 u. 237.)

Nachdruck verboten.

Die von der Werkstätte für Maschinenbau vormals Ducommun in Mülhausen (Elsaß) ausgeführte zwangläufige Kegelradhobelmaschine beruht auf dem bekannten Prinzip, daß alle Winkelräder, die mit einem flachen Zahnkranze arbeiten, auch unter sich richtig arbeiten. Der flache Zahnkranz ist durch zwei Hobelstähle mit gerader Stirnfläche ersetzt, die auf ihrer Hin- und Herbewegung einen Zahn des flachen Zahnkranzes einschließen und über denen das zu schneidende Rad sich abrollt.

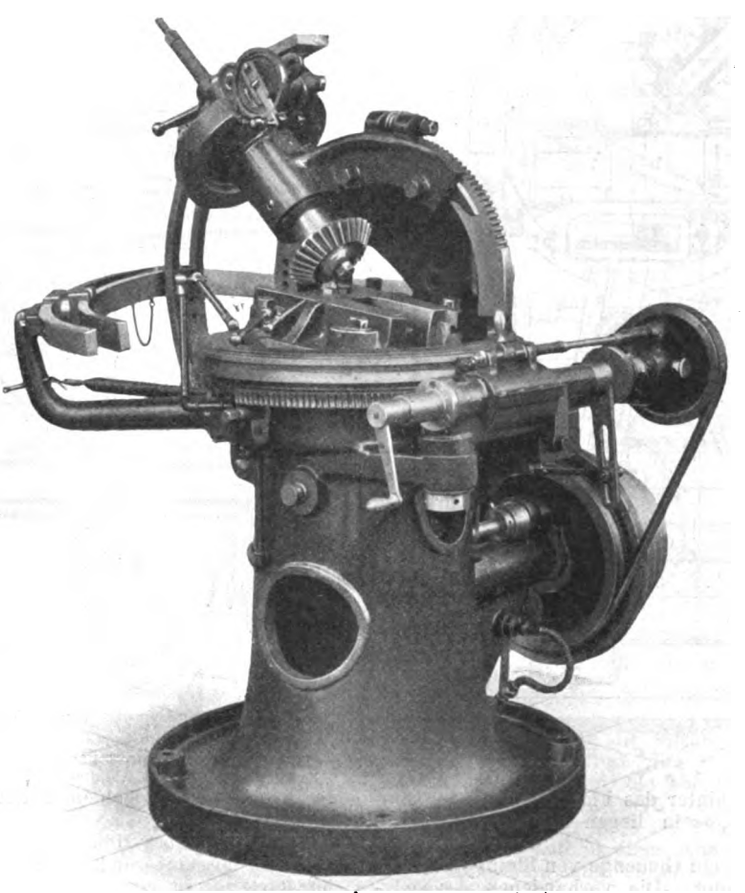


Fig. 236. Z. A.: Zwangläufige Kegelräderhobelmaschine.

Fig. 236 zeigt die Maschine, über deren Aufbau in dieser Zeitschrift schon berichtet wurde, in schaubildlicher Ansicht und Fig. 237 in zwei zueinander senkrechten Schnitten.

Der Antrieb wird durch eine außerhalb der Standsäule f befindliche Stufenscheibe m_1 auf die Welle m übertragen. Eine auf m sitzende Kurbelscheibe setzt den Schleifenhebel m_3 in Schwingung, und dieser wieder erteilt mittels zweier Lenker dem Werkzeugschlitten eine hin- und hergehende Bewegung.

Das zu schneidende Rad w wird auf den Dorn k gespannt und mit Hilfe der Mutter w_2 gegen die Muffe k_1 gepreßt. Die Muffe k_1 sitzt verschiebbar, aber nicht drehbar in einer Büchse, die das Schneckenrad o trägt, das durch die Teilschnecke o_1 gedreht werden kann. Die ganze Aufspannvorrichtung ist in einem Sektor i befestigt, der mittels Schnecke p am gezahnten Rand der Kuppel g entlang bewegt werden kann. Der Radkörper w wird dabei um eine durch den Mittelpunkt der Maschine gehende Horizontale gedreht. Außerdem kann die Kuppel g und damit natürlich auch der Radkörper w mittels der Schnecke e_1 um die senkrechte Achse der Säule f gedreht werden.

Die Schnecke e_1 ist auf der Welle n befestigt, auf der ein Schaltrad n_1 und eine Schnurscheibe m_2 lose laufen.

Die letztere wird von der Stubenscheibe m_1 aus gedreht, während ein Schaltwerk, das von einer Herznut in der Stufenscheibe aus bewegt wird, das Schaltrad entgegengesetzt zur Drehrichtung der Schnurscheibe m_2 bewegt. Für den Arbeitsgang wird das Schaltrad, für den Rückgang die Schnurscheibe durch eine Kuppelmuffe n_2 mit der Schneckenwelle n verbunden. Das Verschieben der Kuppelmuffe erfolgt durch Drehung einer Stange q. In der Mittelstellung der Muffe kann die Schnecke durch eine Kurbel e_2 von Hand gedreht werden.

Die Abrollvorrichtung ist auf Grund der Erwägung ausgeführt, daß sich ein Kreis so bewegt, als ob er abgerollt würde, wenn einer seiner Punkte eine Zykloide beschreibt. Man führt deshalb den Spannkopf durch einen einstellbaren Zapfen und Lenker an zykloidenartig geformten Führungsschienen. Ein festes Anliegen an die Führung bewirken die Zugfedern m.

Beim Gang der Maschine wird die Kuppel durch das Schaltwerk schrittweise gedreht und damit der Radkörper allmählich mehr und mehr vor die hin- und hergehenden Werkzeuge und darüber hinaus gerollt. Die Stichel schneiden zwei Lücken aus, zwischen denen ein Zahn stehen bleibt. Ist ein Zahn fertig, so wird der Radkörper durch Zurückdrehen der Kuppel in seine Ausgangslage gebracht, durch Drehen der Schnecke um eine Teilung vorgedreht und nun beginnt das Ausschneiden des nächsten Zahnes.

Die Stichel sind in Führungen b eingespannt, und diese wieder sitzen in einem um einen Zapfen drehbaren Elevationsschlitten c (vgl. Fig. 237). Bei Parallelstellung der Führungen b und Horizontalstellung des Elevationsschlittens c beschreiben die Werkzeugspitzen eine Horizontale, die durch den Maschinenmittelpunkt geht. Um nun mit den Sticheln einen Zahn des flachen Zahnkranzes zu bilden, muß man

1. die Führungen b horizontal verstellen, entsprechend der halben Zahnstärke s,
2. den Elevationsschlitten c heben, entsprechend der Höhe des Zahnfußes h.

Ist a der Abstand des äußeren Zahnprofiles von der Spitze und r der Teilkreisradius, so ist die Kotangente des Horizontaleinstellwinkels der Führungen $= \frac{a}{s}$, die Kotangente des Vertikaleinstellwinkels des Elevationsschlittens $= \frac{a}{h}$. Die Werte der Kotangenten sind von der Werkstätte Ducommun in Tabellen zusammengestellt, aus denen man die den berechneten Werten entsprechenden Einstellwinkel entnimmt.

Ist die Zahl selbst in der Tabelle nicht enthalten, so wird der nächstliegende Wert genommen.

Die Horizontaleinstellwinkel werden auf den Gradeinteilungen am Umfange der Führungen b abgelesen und diese in der richtigen Stellung durch die Bolzen b_1 festgelegt.

Zur Hebung des Elevationsschlittens dreht man an der Schraube c_1 (Fig. 237, Skz. 1), bis der gewünschte Winkel an der Skala erreicht ist, und verriegelt den Schlitten mittels der Exzenter g_2 (Fig. 237, Skz. 2).

(Schluß folgt.)

Kesselhaus

der Städtischen Lagerbierbrauerei in Hannover.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 36, Fig. 1—3 u. 6.)

Nachdruck verboten.

Die Direktion der städtischen Lagerbierbrauerei in Hannover hatte s. Zt. ihren technischen Berater, den Zivilingenieur E. Brauns, mit der Ausarbeitung der Pläne zu einem den heutigen Ansprüchen Rechnung tragenden Kesselhaus beauftragt.

Die nach diesem Plan von der Firma J. A. Topf & Söhne in Erfurt ausgeführte Anlage ist auf Tafel 36 in Fig. 1—3 wiedergegeben; ihre Lage zu den übrigen Gebäuden der Brauerei geht aus dem Grundriß Fig. 6 hervor. Die dort punktierten Gebäudeumfassungen geben die Konturen des alten Kesselhauses wieder. Die Rückwand dieses und des neuen Kesselhauses K grenzt an das

Digitized by Google

Sudhaus; neben dem älteren Gebäude standen zwei Schornsteine. Für die Situation des neuen Kesselhauses waren selbstverständlich die Ansprüche an die Kesselanlage maßgebend, daneben aber kamen geringer Grundflächenbedarf und schnelle und reichliche Dampferzeugung in Frage. Diesen Anforderungen entspricht bekanntlich der sogen. Etagen- oder Doppelkessel besonders gut. Er besitzt eine große wasserberührte Heizfläche, beansprucht wenig Aufstellungsraum, enthält einen sehr großen Wasservorrat und läßt sich leicht reinigen. Damit die Anlage nicht zu teuer wurde, entschloß man sich, von den vorhandenen Zweiflammrohrkesseln die besterhaltenen in der Weise zu verwenden, daß zwei kombinierte Kessel wieder aufgestellt und ein alter Cornwallkessel in einen Doppelcornwallkessel umgebaut wurde. Drei Etagenkessel stellte man neu auf. Infolgedessen umfaßt die gegenwärtige Kesselanlage vier Etagenkessel von je 142,6 qm und zwei kombinierte Kessel von 185,7 qm, also insgesamt 942 qm Heizfläche. Jeder Kessel steht mit einem ausschaltbaren Überhitzer in Verbindung,

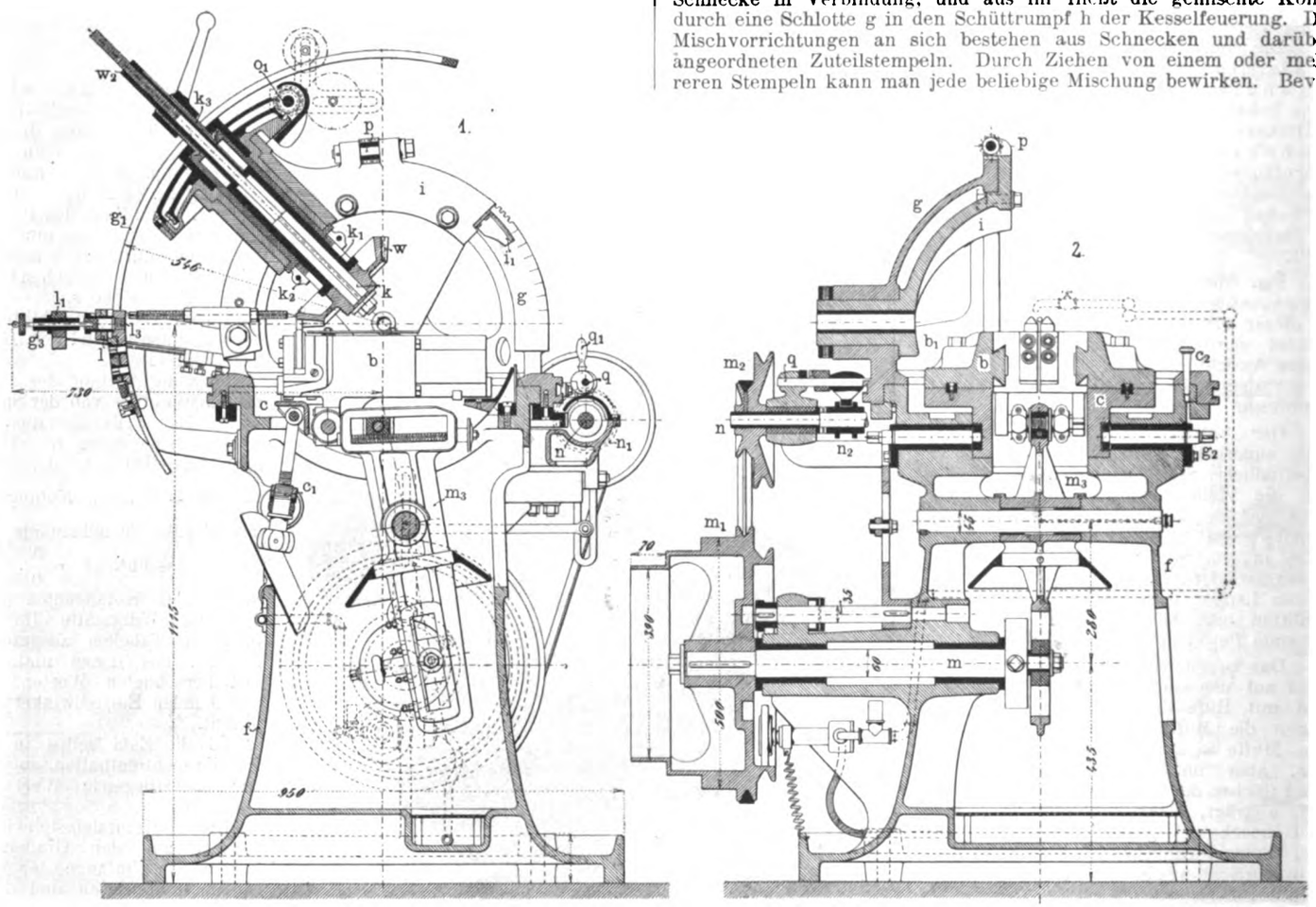


Fig. 237. Z. A.: Zwangläufige Kegelräderhobelmaschine.

der bei vier Kesseln unmittelbar hinter das Flammrohr in den Zug eingebaut ist. Nur bei zwei Kesseln liegen die Überhitzer im Kanal vor dem Fuchse.

Als Brennmaterial wird ein Gemenge von Steinkohlen und sogenannter Deisterkohle verwendet. Die vorhandenen Leachapparate wurden von J. A. Topf & Söhne, Erfurt für Sekundärluft umgebaut, so daß auf ihnen die rauchstarke Deisterkohle in Form eines Gemenges von drei Teilen westfälischer und zwei Teilen Deisterkohle verwendet werden kann.

Von den beiden Schornsteinen genügte selbstverständlich keiner den Anforderungen der neuen Kesselanlage. Man entschloß sich infolgedessen zum Bau eines neuen Schornsteines und ließ den größten der vorhandenen, einen 40 m hohen Schornstein, als Reserve stehen. Mit Rücksicht darauf wurde die Fuchsanlage so ausgearbeitet, daß die Gase ohne besondere Schwierigkeit nach Belieben in den neuen Schornstein p oder den älteren p_1 geleitet werden können. Ein Bild der neuen Fuchsanlage gibt die rechte Hälfte des Grundrisses Fig. 3.

Die Anordnung der Kessel im neuen Kesselhaus ist aus dem Vertikalschnitt Fig. 1 zu ersehen. Oberhalb des Schürraumes (vgl. Fig. 2 der Tafel) ist ein Silo d eingebaut, der sich über die ganze Länge des Kesselhauses erstreckt und den Inhalt von 29 Waggons Kohle aufzunehmen vermag. Der Kohlenelevator befindet sich bei b und wird aus einer Kohlengrube von $2{,}5 \times 5.5$ m oberer Grundfläche und trichterförmigem Querschnitt beschickt. Unmittelbar neben dem Elevator befindet sich die Wendeltreppe, die die verschiedenen Geschosse der Anlage zugänglich macht. Die Kohlengrube außerhalb des Kesselhauses ist durch einen Rost von 60 mm Spaltweite bedeckt, um einerseits zu verhindern, daß jemand hineinfällt, und anderseits Kohlenstücke von mehr als 60 mm Durchmesser zurückzuhalten.

Der Elevator b hebt die Kohle an und läßt sie entweder unmittelbar in den Silo fallen oder wirft sie auf ein 23 m langes Transportband c aus Balata-Gurt, das sich über die ganze Länge des Silos erstreckt und durch ein Gewicht gespannt gehalten wird. Der Silo selbst ist durch eine Wand der Länge nach in zwei Teile zerlegt, um Deister- und westfälische Kohle gesondert aufspeichern und mischen zu können. Damit die feine Kohle nicht unter dem Abstreicher hindurchläuft und sich ganz am Ende des Silos ansammelt, womit der Übelstand verbunden sein würde, daß der letzte Siloabteil fast nur kleine Kohle enthält, stellte man hinter den ersten Wagen einen zweiten. Aus beiden Teilen des Silos wird nun die Kohle durch eine Mischvorrichtung e unterhalb der Ausläufe abgefangen. Die beiden Mischvorrichtungen stehen durch eine Schnecke in Verbindung, und aus ihr fließt die gemischte Kohle durch eine Schlotte g in den Schüttrumpf h der Kesselfeuerung. Die Mischvorrichtungen an sich bestehen aus Schnecken und darüber angeordneten Zuteilstempeln. Durch Ziehen von einem oder mehreren Stempeln kann man jede beliebige Mischung bewirken. Bevor die Kohle in den Kohlentrichter gelangt, passiert sie eine selbsttätige Wage.

Eine in halber Höhe der Kessel angeordnete Laufbühne macht die Transmissions- und Mischvorrichtungen zugänglich. Unterhalb der letzteren ist eine zweite, kleine Laufbühne aufgehängt.

Die an den Kesseln entlang laufende Transmissionswelle dient dem Antrieb der Feuerungsapparate und der Kohlenmischvorrichtung. Es laufen Riemen auf die Stufenscheiben jedes Doppelapparates, so daß jeder Kessel einzeln ausgeschaltet werden kann. Die Zuführung der Kohle aus den Apparaten in die Feuerung läßt sich mittels Schaltwerkes regulieren. Eine zweite Transmission betätigt den Elevator und das Transportband.

Die Einmauerung der Dampfkessel sowie der Überhitzer wurde, wie Fig. 3 links zeigt, nach dem Topfschen Bogensystem ausgeführt, bei dem ein Rahmenwerk aus Profileisen das Mauerwerk zusammenhält; so wird jede Rißbildung im Mauerwerk und damit auch der Eintritt von kalter Luft durch die Risse verhindert.

Bezügl. der Disposition der Rauchkanäle wäre noch zu erwähnen, daß der Hauptfuchs n unmittelbar in den großen Schornstein p und der Fuchs n_1 in einen Verbindungsgang q zwischen den beiden Schornsteinen p p_1 mündet, in den ein aus alten Überhitzerröhren zusammengesetzter Vorwärmer eingebaut ist, so daß auch bei Benutzung dieses Fuchses die Möglichkeit besteht, warmes Speisewasser in die Kessel zu führen. Jeder Kanal kann durch einen Schieber luftdicht abgeschlossen werden, ebenso sind die beiden Füchse durch Querkanäle verbunden. In jeden Querkanal

Digitized by Google

ist eine Drehklappe eingeschaltet, die von dem unter dem Heizerstand vorgesehenen Gang bedient werden kann.

In diesem Gange stehen die Speisepumpen, ebenso befinden sich da die Einsteigetüren zu den Kesselzügen.

Die soeben beschriebene Anordnung ermöglicht eine ziemlich weitgehende Umschaltung der Schornsteine. Man kann die Gase durch den Hauptfuchs n und den Schornstein p, oder durch den Querkanal, den Hauptfuchs n_1 und den Schornstein p_1 führen. Auch in dieses Kanalnetz ist bei o ein alter Zweiflammrohrkessel eingebaut. Eine auf Rollen laufende Tür schließt in der einen Stellung den Schornstein vom Fuchse ab, wodurch die Gase gezwungen werden, durch die Flammrohre des Vorwärmers in den spiralförmig ummauerten Kanälen des Vorwärmers aufzusteigen. Sie geben dabei ihre Wärme ab und ziehen oben durch einen Querkanal nach dem Schornstein. Der Querkanal ist ebenfalls mit einem von unten zu bedienenden Schieber versehen. Schließt man diesen samt der unteren Tür, so erscheint der Vorwärmer abgesperrt. Die Feuergase gehen in diesem Falle direkt in den Schornstein. Will man den Vorwärmer und den Hauptfuchs n reinigen, so nimmt man den Fuchs n_1 in Betrieb.

Die A. E. G.-Curtis-Dampfturbine.

(Mit Abbildungen, Fig. 238 u. 239.)

Nachdruck verboten.

Wie wir schon in dem in Heft 10 dieser Zeitschrift veröffentlichten Artikel betonten, hat die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft anstatt der in Amerika entstandenen und zu hoher Vollkommenheit entwickelten vertikalen Curtis-Turbine unter Anpassung an die kontinentalen Verhältnisse einen horizontalen Typ, die A. E. G.-Curtis-Turbine, entwickelt. Diese ist eine reine Aktions- oder Freistrahl-Turbine von geringer Druckstufenzahl, wobei Druckstufen und Geschwindigkeitsstufen gleichzeitig nach Bedarf zur Verwendung gelangen. Je nach der Größe des zwischen zwei Stufen bestehenden Druckgefälles erfolgt die Beaufschlagung der Laufräder durch konische Düsen oder durch parallelwandige Leitschaufelsysteme. Der Dampfstrahl behält beim Austritt aus dem Beaufschlagungsapparat seine zusammenhängende Form, wobei eine richtige Bemessung der dampfaufnehmenden Organe dafür sorgt, daß keine Zersplitterung des Strahles eintritt. In den Kammern der Turbine herrscht an allen Stellen der gleiche Druck; da ohne Beeinflussung der richtigen Dampfführung sowohl zwischen Rad und Beaufschlagungsapparat als auch zwischen Rad und Gehäusewandung große Abstände eingehalten werden, kann kein achsialer Schub infolge von Druckdifferenzen zu beiden Seiten der Radscheiben auftreten, weil ein augenblicklicher Druckausgleich erfolgen würde. Die Geschwindigkeitsabstufung ist konstruktiv so durchgeführt, daß das Laufrad mit zwei oder drei Kränzen von Schaufeln besetzt ist, zwischen die ein oder zwei mit dem Turbinengehäuse verbundene Kränze von Schaufeln entgegengesetzter Krümmung eingreifen. Diese Umkehrschaufeln sollen den aus dem davor befindlichen Kranz austretenden Dampfstrahl auf den nächsten Laufkranz überleiten. Maßgebend für die Bestimmung der Stufenzahl ist die Umdrehungszahl der Turbine.

Das Hauptanwendungsgebiet haben die Turbinen bisher im Antrieb von Wechselstromgeneratoren gefunden. Bei deren gebräuchlicher Frequenz ergibt sich eine maximale Tourenzahl von 3000 in der Minute, die für Einheiten bis 1500 KW konstruktiv beherrscht werden kann. Für größere Drehstromgeneratoren pflegt man die Umdrehungszahl auf 1500 und 1000 zu ermäßigen. Während die 3000-tourige Turbine nun vorteilhaft mit nur zwei Druckstufen gebaut wird, geht dies bei dem 1500- und 1000-tourigen Typ nicht mehr an.

Die Bauart des 3000-tourigen A. E. G.-Curtis-Typ wurde in Heft 10 an Hand der Fig. 157 gezeigt. Durch einen Zwischendeckel wird die Turbine in zwei Kammern eingeteilt; in jeder Kammer läuft ein zweikränziges Rad. In den Hochdruckdüsen, die das erste Rad nur auf einem Teil des Umfanges beaufschlagen, wird der Frischdampf in einen Geschwindigkeitsstrahl verwandelt, dessen Spannung annähernd der atmosphärischen Spannung gleichkommt. In dem zweiten Rade wird das Gefälle von atmosphärischer Spannung auf Kondensatorspannung ausgenützt und hierbei annähernd gleiche Arbeitsverteilung auf beide Räder erlangt. Auf diese Weise treten weder hohe Drücke noch hohe Temperaturen im Inneren der Turbine auf.

Zu beachten ist, daß das ganze Druckgefälle des Dampfes von Admissionsspannung bis zum Vakuum mit einer so geringen Anzahl von Druckstufen ohne Geschwindigkeitsabstufung nicht ausgenutzt werden kann, wenn dabei brauchbare Umdrehungszahlen eingehalten werden sollen. Die Geschwindigkeitsabstufung ist die wichtigste Eigentümlichkeit der A. E. G.-Curtis-Turbine.

Bei Verwendung einer einzigen Stufe ergeben sich Umfangsgeschwindigkeiten, bei denen die zulässige Grenze der Materialbeanspruchung überschritten wird. Der Durchmesser verkleinert sich auf $^1/_3$, wenn man das gesamte Druckgefälle zwar in einer einzigen Druckstufe ausnutzt, dem Laufrade aber drei Kränze (Geschwindigkeitsstufen) gibt, deren jeder dem Dampfstrahl einen Teil der Strömungsenergie entzieht. Der Wirkungsgrad, auf den Radumfang bezogen, ist beim dreikränzigen Rade allerdings schlechter als beim einkränzigen, an der Welle gemessen dagegen besser.

Dem Bestreben, eine langsamer laufende Turbine von einfachem Aufbau, kleinen Raddurchmessern und bester Dampfökonomie zu schaffen, verdankt die 1500/1000-tourige Ausführung der Turbine, wie sie Fig. 158 in Heft 10 zeigt, ihre Entstehung. In dieser erfolgt die Expansion des Dampfes in den Hochdruckdüsen nicht bis auf atmosphärische Spannung, wie in dem 3000-tourigen Typ, sondern bis auf etwa 3 Atm. Mit der hierdurch bedingten geringeren Strahlgeschwindigkeit und Verwendung von zwei bis drei Geschwindigkeitsstufen für das erste Rad gelangt man auf Radumfangsgeschwindigkeiten, bei denen sich die im Maschinenbau üblichen Sicherheitsgrade für die Materialien bequem einhalten lassen. Der Rest des Druckgefälles von 3 Atm. bis auf Kondensatorspannung wird in einer Reihe von einkränzigen Rädern (Druckstufen) ausgenutzt. Die Geschwindigkeitsabstufung bleibt bei dieser Bauart sonach auf die erste Stufe beschränkt.

Die bisherige Entwicklung des Turbinenbaues läßt übrigens darauf schließen, daß sich auch andere Turbinensysteme diesem Typ allmählich nähern werden.

Eine besondere Eigentümlichkeit der A. E. G.-Curtis-Turbine ist ferner die Möglichkeit, je nach Bedarf und unabhängig von der selbsttätigen Tourenregulierung die Beaufschlagung des ersten Rades durch Öffnen und Schließen einzelner Düsen zu verändern, sei es um gelegentliche Überlastungen der Arbeitsmaschine (Dynamo, Pumpe, Ventilator usw. Propeller) aufzunehmen, sei es um bei

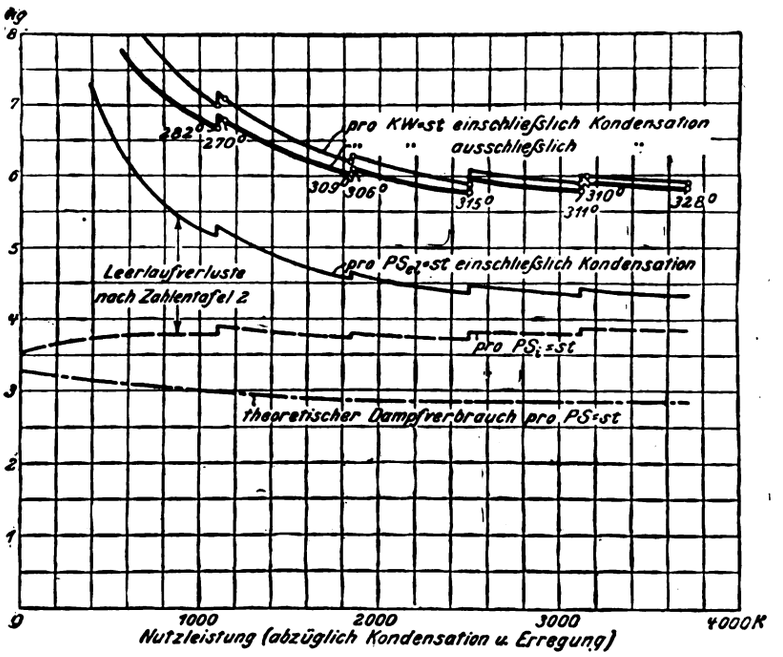


Fig. 238. Z. A.: Die A. E. G.-Curtis-Dampfturbine.

geringerer Belastung die Verluste im Drosselventil vermindern zu können. Der Einfluß dieser Einrichtung mag durch folgende Zahlen belegt werden, die bei einem durch den Oberschlesischen Kessel-Revisionsverein, gemäß Protokoll vom 6. IV. 08, an einer 4500 PS Turbine (3000 KW Drehstrom-Turbodynamo) gelegentlich eines Abnahmeversuches nachgewiesen wurden. Bei Benutzung dieser Vorrichtung betrug der Dampfverbrauch der Maschine bei annähernd gleichen Betriebsverhältnissen (11,7 bis 12,4 kg/cm² Dampfspannung, 295/302° C Dampftemperatur, Kühlwasser von ca. 15° C)

bei Vollbelastung mit 2981 KW: 6,07 kg pro KW-Stunde
bei $^3/_4$-Belastung mit 2278 KW: 5,97 kg pro KW-Stunde
bei $^1/_2$-Belastung mit 1546 KW: 6,35 kg pro KW-Stunde.

Berücksichtigt man den bei geringerer Belastung schlechter werdenden Wirkungsgrad des Generators, so ist durch diese Zahlen erwiesen, daß die A. E. G.-Curtis-Turbine in weiten Belastungsgrenzen annähernd gleich gut arbeitet und daß es unzutreffend ist, die Dampfturbine allgemein als anderen Kraftmaschinen in dieser Beziehung unterlegen anzusehen, wie das vielfach geschieht.

Ein anderer Abnahmeversuch an einer Maschine der gleichen Größenordnung ist durch Fig. 238 veranschaulicht. Hier erkennt man den günstigen Einfluß der Düsenabsperrung bei abnehmender Belastung.

Ein anderes Anwendungsgebiet, dem die Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft ihre Dampfturbinen angepaßt hat, bildet der Propellerantrieb. Die durch den Propeller bedingten niedrigen Umdrehungszahlen und die besonderen Anforderungen der Reversierbarkeit, der geringen Gewichte usw. bedingen einen ganz anderen Aufbau als für stationäre Maschinen. Auch hier hat die A. E. G. jedoch an dem Prinzip der Vereinigung von Druckstufen

Digitized by Google

und Geschwindigkeitsstufen festgehalten. Mit Geschwindigkeitsstufen sind aber hier nur die im Dampf von höherem Drucke laufenden ersten Räder ausgestattet, während der Niederdruckteil eine größere Anzahl von Druckstufen ohne Geschwindigkeitsabstufung erhält. Im letzten, dem Kondensator am nächsten liegenden Teil sind auch die Scheidewände fortgefallen, welche die Turbine in einzelne Kammern zerlegen; die einzelnen Kränze konnten vielmehr bei den durch die geringen Umfangsgeschwindigkeiten bedingten sehr kleinen Druckabstufungen auf einer Trommel befestigt werden. Die feststehenden Leitschaufeln treten radial nach innen bis nahe an den umlaufenden Körper heran (Fig. 239). Was beim Hochdruck und bei höherer Dampftemperatur unzulässig ist, erweist sich für das Gebiet des Niederdruckes, wo die Temperatur gering ist und nur geringe Undichtigkeitsverluste von Stufe zu Stufe auftreten, als angängig. Die Differenz des Dampfdruckes vor und hinter der Trommel soll außerdem bei entsprechend gewähltem Trommeldurchmesser dem Propellerschub das Gleichgewicht halten.

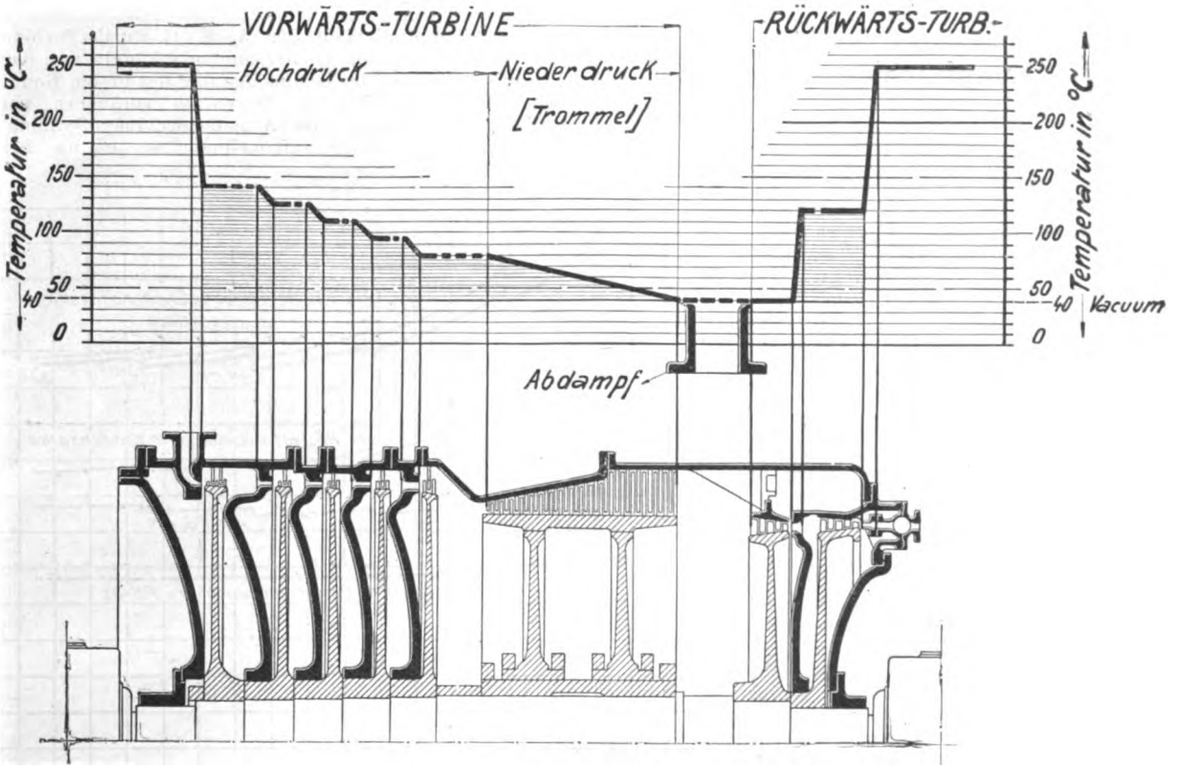


Fig. 239. Z. A.: Die A. E. G.- rtis-Dampfturbine.

daß der Druck im Kessel immer in bestimmten Grenzen gehalten wird.

Der erforderliche Brennstoff wird augenblicklich an einem Ende des Gebäudes abgeladen und dann in den Heizraum hineingefahren, dort aufgestapelt und den einzelnen Stokers von Hand zugeführt. Da sich dieses Verfahren im Betrieb als zu umständlich erwiesen hat, so beabsichtigt man, auf der rückwärtigen Seite des Kesselhauses einen großen Kohlenbunker zu erbauen. Von diesem aus sollen nach den einzelnen Stokers Schläuche geführt werden, auch sind Elevatoren und Transportbänder für die Zufuhr und Verteilung der Kohle auf den Bunker in Aussicht genommen.

Das Speisewasser wird den Kesseln durch ein doppeltes System von Speiserohren abwechselnd durch eine der beiden stehenden einzylindrigen Pumpen, System Dean, zugeführt. Jede dieser Speisepumpen ist imstande, sämtliche vier Kessel mit Wasser zu versorgen. Die Pumpen saugen aus einem oben offenen Stillwellschen Speisewasservorwärmer m im Maschinenhause, in den das Wasser aus einem Warmwassergefäß im Souterrain des Maschinenhauses gepumpt wird. Die hierzu vorgesehenen Pumpen sind in Fig. 8 oberhalb der Buchstaben k und k_2 erkennbar. Für die Kondensatoren $i i_1 i_2$ sind zwei Blakesche Zirkulationspumpen $l l_1$ vorgesehen. Ein Schwimmerventil im Druckstrange dieser Pumpen betätigt einen Fisherschen Regulator, der wiederum das Arbeiten der Pumpen beeinflußt. Sämtliche Hauptmaschinen im Maschinenhaus arbeiten mit Kondensation, das Kondensationswasser geht durch die erwähnten Warmwasserbehälter. Die Hilfsmaschinen dagegen arbeiten ohne Kondensation, ihr Abdampf gelangt nach dem Speisewasservorwärmer m.

Die Kessel haben je ein 6″ Verbindungsrohr nach dem 12″ Hauptdampfsammler b an der einen Rückwand des Kesselhauses. Jede dieser Verbindungen ist mit einem Absperrventil versehen, ebenso ist der Dampfsammler b durch zwei Absperrorgane in drei Teile zerlegt, von denen jeder Kesselgruppe einer zugewiesen ist.

Ferner hat man jeden der drei Teile mit einem 4″ Hilfs-Dampfsammler z im Souterrain des Maschinenhauses verbunden, so daß ein Ringsystem entstand, das es ermöglicht, wenigstens die größeren Einheiten im Maschinenhaus unter allen Umständen mit Dampf zu versorgen. Endlich hängt jeder Oberkessel mit einem $4^1/_2$″ Ausblassammelrohr y im Keller des Maschinenhauses zusammen.

Die Hauptmaschinenanlage im Saale G umfaßt die Turbogeneratoren $h h_1 h_2$, System Curtis, von denen der eine (h_1) mit einem 500 KW Dreiphasenstrom-Generator der General-Electric Co. verbunden ist. Der Motor arbeitet mit 2300 Volt und 60 Zyklen in der Minute. Die beiden anderen Einheiten leisten 1500 KW bei 11 000 Volt und 60 Zyklen in der Minute und sind ebenfalls Dreiphasengeneratoren, gekuppelt mit Curtis-Turbinen, die wassergekühlte Lager besitzen.

Der Kondensator der 500 KW-Turbine ist nach System Wheeler gebaut und besitzt 200 Quadratfuß Heizfläche. Ihm gehört eine trockene Luftpumpe k_1 von $6 \times 14 \times 10$″ und eine 10″ Zentrifugalpumpe b_2 für das Kühlwasser zu. Die zwei großen Einheiten besitzen gleichgeformte Kondensatoren $i i_2$ in Verbindung mit Trockenluftpumpen $k k_2$ von $8 \times 18 \times 12$″ und mit einer 18″ dampfbetriebenen Zentrifugalpumpe $l l_1$ für das Kühlwasser.

Der Auspuffdampf der drei Maschinen geht in die über Dach hinausgeführten Auspuffrohre $v v_1$. Das für den Betrieb der Kondensatoren erforderliche Kühlwasser wird durch ein 36″ Rohr u zugeführt, während das ausgenutzte Kühlwasser und das Kondensat durch das ebenfalls 36″ Rohr u_1 wieder abfließen. Man entnimmt das Wasser dem Whitewood Creek, der sich ungefähr 200′ entfernt vom Stationsgebäude vorüberzieht. Da der Wasserstand in diesem Flusse sehr wechselt, so hat man der Sicherheit halber quer über ihn einen Damm gezogen und an das Ausflußrohr u_1 ein besonderes Kühlsystem für Wasser angeordnet. Diese Einrichtung wird natürlich nur dann benutzt, wenn der Wasserstand im Fluß sehr niedrig ist; sie besteht in einem gußeisernen Rohre, dessen Durchmesser von 24 auf 16″ abnimmt, und an das sich eine große Anzahl Verteilungsrohre mit Schutteschen Düsen anschließen.

Die Kraftstation
im Whitewood-Bergwerksbezirk.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 36, Fig. 4, 5, 7 u. 8.*)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 36 in Fig. 4, 5, 7 und 8 dargestellte Kraftstation ist zur Erzeugung von elektrischer Energie bestimmt.

Das Gebäude selbst besteht aus zwei durch eine Mauer getrennten Teilen, von denen der eine K als Kesselhaus und der andere G als Maschinenhaus dient. Die größte Länge der Zentrale beträgt 136′ engl., die größte Tiefe 88′. Das Kesselhaus besitzt eine lichte Weite von 40′, so daß auf den Maschinenraum 44.5′ Tiefe entfallen. Die ursprüngliche Station, aus der sich die heutige entwickelt hat, besaß zwei 200 KW-De Laval-Dampfturbinen, denen der erforderliche Dampf aus drei Freemanschen Kesseln zuströmte, von denen jeder imstande war, Dampf für 200 PS zu erzeugen. In dem erwähnten Kesselhaus sind außer den in Fig. 8 nur als Vierecke angedeuteten drei älteren Kesseln zurzeit vier neue Babcock & Wilcox-Kessel paarweise eingemauert, neben denen noch genügend Raum für zwei weitere gleichgroße Kessel vorhanden ist. Jeder der neuen Kessel hat 3500 Quadratfuß Heizfläche und ist mit einem Überhitzer ausgerüstet, der den Kesseldampf um 100° F zu überhitzen imstande ist. Jeder Kessel besitzt einen Jonesschen Stoker, dem die erforderliche Gebläseluft durch zwei 120″ Gebläse der American Blower Co. zugeführt wird. Die Gebläse $d d_1$ und die sie betreibenden Dampfmaschinen sind in dem kleinen Anbau an der einen Längswand des Kesselhauses untergebracht. Die Stempel der Stoker werden in der üblichen Weise durch Dampf bewegt, wobei ein Automat den Dampfzufluß regelt, der im übrigen von den Gebläsen aus direkt beeinflußt wird. Die Geschwindigkeit der Gebläse wiederum wird durch ein Fostersches Regulierventil beeinflußt, das so angeordnet ist, daß der Kohlen- und Luftzufluß selbsttätig geändert wird, so

Digitized by Google

Das Hauptrohr wird durch Betonpfeiler in bestimmten Abständen getragen, während die Anschlußrohre auf kleine Böcke gelagert sind; für sie hat man 5 und 3″ Rohre benutzt, deren größte Länge von der Mittelachse des Hauptrohres aus gerechnet 22.5′ ist. Die Düsen stehen ungefähr 15′ voneinander entfernt und können in der Stunde, unter dem Druck von 15—20″, rund 9000 Gallonen Wasser ausspritzen; durch zwei Ventile im Hauptrohre kann ein Teil der Düsenspeisewasser außer Betrieb gesetzt werden.

Für die großen Maschinen sind drei Erregereinheiten vorgesehen, von denen zwei durch 25 KW Gleichstrommotoren mit Dampfturbinenbetrieb und die dritte durch eine 60 KW-Gleichstrommaschine, direkt mit einem 75 PS-Dreiphasen-Induktionsmotor gekuppelt dargestellt wird. Die beiden dampfbetriebenen Erregereinheiten stehen an der Rückseite des Maschinenhauses, während die durch Motoren betriebene auf einer Betonplattform an der vorderen Seite des Maschinenhauses und in gleicher Höhe mit ihnen aufgestellt ist.

Für die beiden 1500 KW-Einheiten und die 1100 Volt führende Transmission dienen motorbetätigte Dreiphasenstromölschalter $q\,q_1$.

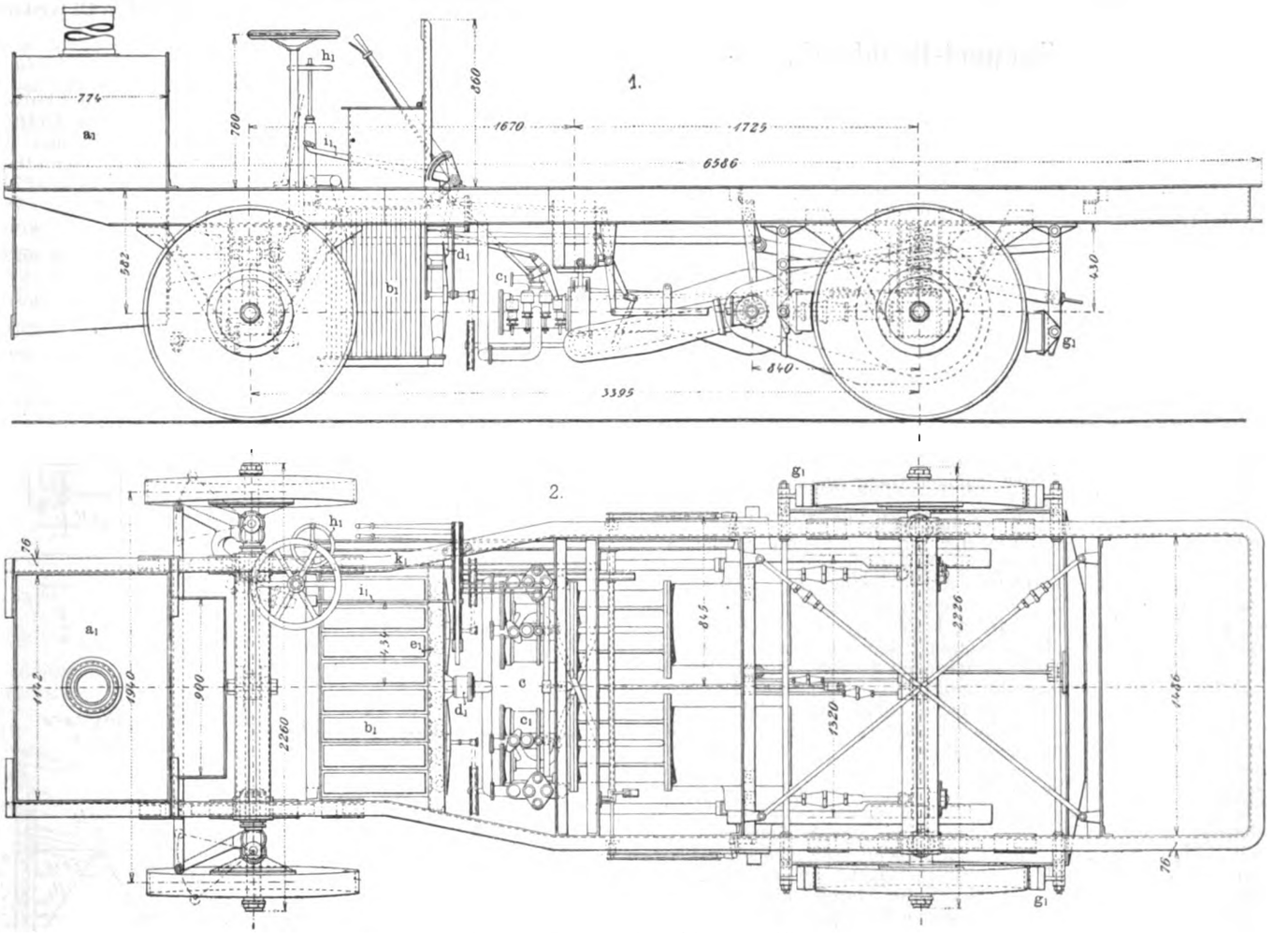


Fig. 240. Z. A.: 5 t-Dampf-Lastautomobil.

Zum Schluß sei noch erwähnt, daß an der einen Längsseite des Gebäudes ein feuerfest in Ziegeln erbauter Turm von $10 \times 30'$ Grundfläche und drei Stockwerk Höhe angefügt ist, in den sämtliche zur Station führende Hebel untergebracht sind. Das große Schaltwerk w befindet sich unmittelbar an der Rückwand dieses Turmes, wie es in Fig. 8 zu erkennen ist. Nach „The Eng. Rec.“ ist die Anlage Eigentum der Consolidated Power & Light Co. in Deadwood.

5 t-Dampf-Lastautomobil,

System Barber.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 38, Fig. 4—14 u. 17—20, sowie Abbildung, Fig. 240.)

Nachdruck verboten.

Das durch Fig. 240 veranschaulichte Dampf-Lastautomobil ist speziell für den Dienst in den Kolonien, also für ungünstige Arbeitsverhältnisse berechnet. Es kennzeichnet sich zunächst durch eine für jeden in den Kolonien vorkommenden Brennstoff geeignete Feuerung. Ferner ist es mit zwei Zweifach-Expansionsmotoren versehen, die unabhängig voneinander auf die hintere Achse durch Renoldketten arbeiten. Ein mit Luftkühlung durch einen Ventilator versehener Kondensator ist ebenfalls vorhanden, auch sind die Räder des Wagens von schwerster Konstruktion und mit dynamometrischen Federn versehen. Diese sorgen dafür, daß die auftretenden Zugwirkungen das Gefährt nicht zu sehr beanspruchen, und heben die auf schlechtem Wege auftretenden Stöße auf.

Wie man aus Fig. 240 erkennt, sind Dampfkessel a_1 und Kondensator b_1 hintereinander am vorderen Teile des Rahmens eingebaut. An den Kondensator b_1 schließen sich die Ventilatoren c an, und hinter diesen liegen die beiden Dampfmotoren $c\,c_1$. Diese nun treiben durch Renoldsche Ketten die Hinterräder und setzen sie in Bewegung. Als Treibräder dienen dabei: das auf der Kurbelwelle jedes Motors sitzende Zahnrad und eine gezahnte Scheibe auf der Nabe des betreffenden Hinterrades. So werden alle bei Zahntrieben erforderlichen Zwischenräder und damit auch die mit ihrer Anwendung unfehlbar verbundenen Übelstände vermieden.

Jedes Hinterrad ist mit zwei Bremseinrichtungen versehen. Die eine ist eine Klotzbremse g_1, die durch das Handrad h_1 angezogen wird; die andere ist im Inneren der gezahnten Scheibe untergebracht und mit ausdehnbaren Segmenten versehen. Die Segmente werden durch Schrauben bewegt, die wiederum mit den Pedalen i_1 zusammenhängen. Um die Motoren auskuppeln zu können, sind besondere Pedale vorgesehen. Der zugehörige Kuppelhebel ist bei k_1 in Fig. 240, Skz. 1 sichtbar. An sich stehen dem Chauffeur im ganzen drei Handhebel zur Verfügung, einer zum Kuppeln der Motoren, einer zum Reversieren und der dritte zum Einstellen.

Das verhältnismäßig schwere Chassis ruht an drei Punkten auf den Rädern. Die Ausführung und Lagerung der Vorderräder ist aus den Fig. 13, 14 und 17 der Tafel, die der Hinterräder aus 11 und 12 zu ersehen. Bei den Vorderrädern werden die beiden Achsschenkel m_1 durch einen vertikal gestellten hohlen Zapfen erfaßt, der wiederum selbst durch einen ⊐—-förmigen Arm gehalten wird. Oben erfolgt die Führung der Achsschenkel und dieser Arme durch die Kugellager n_1. Bei den hinteren Lagern ist insofern eine Vereinfachung getroffen, als hier die ⊐—-förmigen Halter weggefallen und dafür einfache Hohlzapfen angewendet wurden, die mit ihrem hinteren Ende unmittelbar in die Lagerplatte hineinreichen, nach vorn aber durch die bei solchen Wagen üblichen Überwurfmuttern staubdicht abgeschlossen werden. Die Lager an sich sind, wie Fig. 11—13 zeigen, in vertikaler Richtung abgefedert.

Die Naben der Räder sind eigentümlich konstruiert; sie stellen sich als Ringe dar, in denen die Speichen eingesetzt und durch Schrauben festgemacht wurden. Die Ringe finden ihren Halt in Gußstahlkapseln, in denen wieder die aus Fig. 14 ersicht-

Digitized by Google

lichen abgefederten Tragklötze untergebracht sind. Das ganze Gehäuse wird mit Schmiermaterial gefüllt erhalten.

Die Pedalbremse ist durch Fig. 6 und 7 der Tafel wiedergegeben; sie besteht aus einem Ring y_1, der mit einem an der Nabe des Hinterrades befestigten Zahnkranze verbunden ist. Im Inneren des Ringes y_1 befindet sich ein zweiter Ring z_1, der sich mit V-förmigen Vorsprüngen auf seinem Umfange in entsprechende Ausdrehungen im Ringe y_1 legt. Der Ring z_1 ist an einer Stelle gesprengt und verstärkt. In die Sprengstelle schiebt sich ein Keil a, der mit Hilfe einer Schraube b und des Handhebels radial verschoben werden kann, um so das Band anzuziehen oder zu lockern. Diametral entgegengesetzt von der Schraube b ist der Ring z_1 durch einen Fortsatz und zwei Bänder mit einem Auge an der Bremsnabe derart verbunden, daß dem ganzen Ring eine gewisse Beweglichkeit in radialer Richtung auch bei angezogener Bremse gewährleistet ist. Um diese Bewegung in gewissen Grenzen zu halten, wurde zwischen das Auge und den Vorsprung im Ringe z_1 eine in Fig. 6 und 7 erkennbare Spiralfeder eingeschoben.

(Schluß folgt.)

Schnell-Support-Drehbank.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 37.)

Nachdruck verboten.

Die Schnelldrehbänke der Werkzeug-Maschinenfabrik und Eisengießerei L. Schuler in Göppingen (Württ.) zeichnen sich dadurch aus, daß nicht nur der Spindelstock für Benützung von Schnelldrehstählen eingerichtet ist, sondern auch alle übrigen Teile wie Bett, Support, Reitstock, Universalplanscheibe und Mitnehmerscheibe der starken Beanspruchung entsprechend kräftig gehalten sind. Infolge ihrer großen Antriebsmechanismen und der beträchtlichen Riemengeschwindigkeit besitzen sie große Durchzugskraft und Leistungsfähigkeit.

Bei der auf Tafel 37 in Fig. 9 und 10 in Seitenansicht und Grundriß dargestellten Schnell-Support-Drehbank ist eine richtige Verteilung des Gesamtgewichtes und die Verwendung des geeignetsten Materiales für die einzelnen Teile streng durchgeführt. Das Bett ist hochwandig, stark verrippt, mit breiten Bahnen versehen und ruht auf langen und breiten Kastenfüßen. Sämtliche Räder sind genau gefräst, die am meisten beanspruchten Bolzen und Spindeln aus Stahl hergestellt, alle Lager und Gleitflächen reichlich bemessen, so daß leichter, ruhiger Gang und äußerst geringe Abnützung gewährleistet sind.

Der in Fig. 1, 2 und 3 veranschaulichte Spindelstock hat eine große Antriebsstufenscheibe mit fünf breiten Stufen, auf die der Antrieb mittels Riemen vom Deckenvorgelege (Fig. 11) aus übertragen wird. Die stählerne Arbeitsspindel hat zylindrische Laufzapfen, von denen der im vorderen Hauptlager gehärtet und genau geschliffen ist. Die Zapfen laufen in langen, geschlitzten Phosphorbronzebüchsen, die im Körper c konisch gelagert sind und mittels Ringmuttern zentrisch nachgezogen werden können. Für die verschiedenen Umdrehungsgeschwindigkeiten ist der Spindelstock mit zwei exzentrisch ausrückbaren Rädervorgelegen ausgerüstet, so daß ohne, mit doppelter oder vierfacher Räderübersetzung gearbeitet werden kann. Die Stufenscheibe a läuft lose auf der Drehbankspindel. Soll ohne Vorgelege gearbeitet werden, so werden beide Vorgelegewellen durch Drehung der in Fig. 2 und 3 sichtbaren Handhebel ausgerückt und wird mittels Kuppelschraube das auf die Arbeitsspindel aufgekeilte Zahnrad k_1 mit der Stufenscheibe gekuppelt. Diese Kupplung wird beim Arbeiten mit doppelter Übersetzung gelöst, dafür werden die beiden Hälften der auf der ersten Vorgelegewelle sitzenden Vorgelegehülse durch Einrücken der Klauenkupplung verbunden und das ganze Vorgelege mit den Rädern der Hauptspindel in Eingriff gebracht. Die Drehbewegung geht jetzt von dem mit der Stufenscheibe fest verbundenen Zahnrad f_1 über f, k, k_1 nach der Hauptspindel. Soll mit vierfacher Räderübersetzung gearbeitet werden, so ist die Vorgelegehülse zu entkuppeln und noch das zweite, tiefer liegende Vorgelege mit dem ersten in Eingriff zu bringen. Der Antrieb läuft dann über die Räder $f_1 f e_1 e l_1 l k k_1$ nach der Arbeitsspindel.

Zum Gewindeschneiden wird die Drehbewegung von der Hauptspindel durch die mittels Stelleisen g einzuschaltenden Wechselräder auf die Leitspindel übertragen. Bei gewöhnlicher Dreharbeit wird der selbsttätige Längs- und Planzug von einer Schaftwelle bewirkt, die von der Spindel mittels Kette und Kettenräder angetrieben wird. Die Kette leitet die Bewegung zunächst an ein auf der Rückseite des Bettes befindliches Stufenrädergetriebe (Fig. 3 und 18) weiter, von wo aus mittels Schneckengetriebe eine quer durch das Bett gehende Welle (Fig. 17) umgedreht wird, die schließlich mittels des konischen Räderpaares m_1 m die Schaftwelle antreibt. Zwei an der Vorderseite des Spindelstockes bequem zur Hand liegende Hebel h und h_1 gestatten den Vorschub in den Grenzen von 0,3 bis 4 mm während des Ganges der Maschine sechsmal zu ändern.

Um die Drehrichtung der Leitspindel zum Schneiden von Rechts- oder Linksgewinde umzukehren, ist an Stelle der in der Regel angewandten sogenannten Herzumsteuerung in den Spindelstock ein konisches Wendegetriebe von Stahlguß (Fig. 3) mit genau gehobelten Zähnen eingebaut. Das Aus- und Einrücken mittels der Kuppelmuffe d kann auch während des Arbeitens erfolgen.

Der lang geführte Schlitten mit nachstellbarer Führungsleiste läßt sich nach Öffnen des Mutterschlosses, das zur Schonung der Leitspindel mit Rotgußeinlagen versehen ist, mittels Handrad rasch auf dem Bett verschieben. Der Kreuzsupport ist in den Fig. 12 und 13, die Schloßplatte in den Fig. 14 bis 16 und 4 und 5 dargestellt. Alle Triebräder des Supports liegen verdeckt hinter der Schloßplatte. Zur Übertragung des Antriebs von der Schaftwelle nach dem Lang- oder Planzug dient ein konisches Wendegetriebe, das dem Dreher die Möglichkeit gibt, die Bewegungsrichtung des Supports beliebig zu ändern, ohne seinen Platz zu verlassen. Eine sicher wirkende Vorrichtung macht die Einrückung mehrerer Selbstgänge unmöglich.

Der Reitstock (Fig. 19 u. 20) ist auf besonderem Prisma geführt und durch starke Schrauben gegen Hochheben und Verschieben gut gesichert. Er ist mit starkem Zylinder und kräftiger Spitze ausgerüstet und zum Konischdrehen seitlich verstellbar.

Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Von Ingenieur **R. Dietze** in **Emden**.

(Mit Abbildungen, Fig. 241—243.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Binder. Die Stabspannungen sind durch einen Kräfteplan ermittelt, und zwar für Konstruktionsgewicht, Schnee und Winddruck zusammen. Es ergeben sich folgende Knotenpunktlasten:

Knotenpunkt a (Skz. 1, Fig. 241) Pfettenlast . .	=	1972 kg
Anteil durch Eigengewicht	=	78 kg
		2050 kg
Knotenpunkt b (Skz. 1, Fig. 241). Pfettenlast . .	=	2522 kg
Eigengewicht	=	158 kg
		2680 kg
Knotenpunkt c (Skz. 1, Fig. 241) wie vorher . .	=	2680 kg
Knotenpunkt d (Skz. 1, Fig. 241) Pfettenlast . .	=	1260 kg
Eigengewicht	=	75 kg
		1335 kg

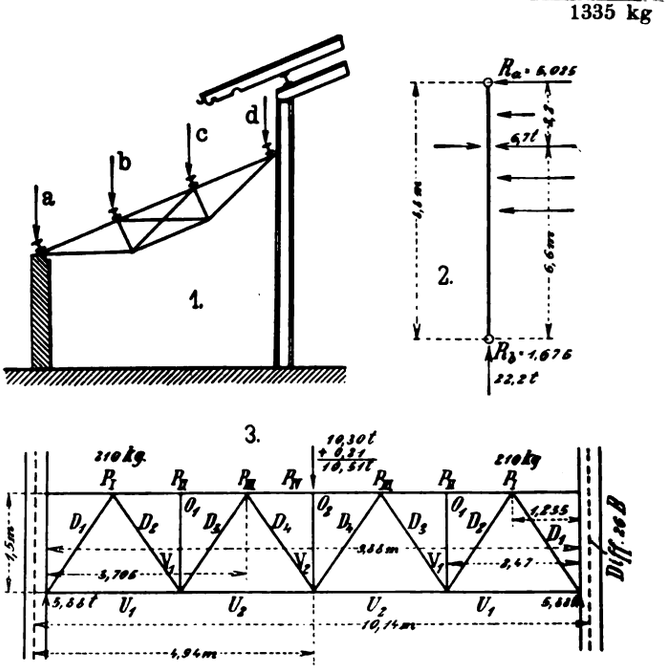


Fig. 241. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Spannungs-Tabelle.

Nummer des Stabes	Theor. Länge.	Gesamtspannung durch Eigengew., Schnee und Wind	Profil	Vorhandener Nutz-Querschnitt	I_{min} erf.	I_{min} vorh.	σ kg/cm²	Niete n	Niete Durchmesser	Niete σ_a / σ_l
1	3125	— 11000 kg	⊤ 100 · 65 / 9	28	215	284 / 220	393	4	16	687 / 1720
2	3125	— 10300 „	„	„						
3	3125	— 9650 „	„	„						
4	3225	+ 10650 „	⊥ 50 · 50 / 6	9,36	—	—	1138	4	16	666 / 1665
5	3125	+ 10300 „	„	„	—	—				
6	3225	+ 10650 „	„	„	—	—				
7	800	— 2600 „	⊥ 45 · 30 / 5	7	3,60	14 / 16	372	2	16	325 / 812
8	800	— 2600 „	„	„	„	„				

Digitized by Google

Berechnung der erforderlichen Stabquerschnitte.

Für den Obergurt kommt der am meisten gedrückte Stab 1 in Betracht.

Erforderlich J_{min} $2 \cdot 11 \cdot 3{,}125^2 = \backsim 215$ cm⁴. $J_x = 2 \cdot 142 = 284$ cm⁴. $J_y = 2 \cdot 110 = 220$ cm⁴. Gewählt Profil ⌐⌐. $100 \cdot 65 \cdot 9$.

Stab 4. Zugspannung 10,65 t.

$\sigma_{max} = \frac{10650}{9{,}36} = \backsim 1138$ kg/cm². $F = 2 \cdot 5{,}64 = 11{,}28$ cm²; $-2 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}6 = 1{,}92$ „

Gewählt: Prof. $50 \cdot 50 \cdot 6$. $F = 9{,}36$ cm².

Stab 7. Druckspannung 2,6 t. Erford. J_{min} $2 \cdot 2{,}6 \cdot 0{,}8^2 = 3{,}60$ cm⁴. $\sigma_{max} = \frac{2600}{7} = 372$ kg/cm². Gew. ⌊⌊ $45 \cdot 30 \cdot 5$. $J_x = 2 \cdot 7 = 14$ cm⁴, $J_y = 2 \cdot 8 = 16$ cm⁴.

Berechnung der Hauptsäulen für die offene Längsfachwand (Fig. 243).

Die vertikale Belastung einer Binderstütze infolge Eigengewicht und Schneelast ergibt sich nach S. 53 zu:

$$1720 + 2030 + 2000 + \frac{1500}{2} = 6520 \text{ kg}.$$

Aus dem Kräfteplan ergibt sich durch Winddruck eine Auflagerreaktion von $A = 1040$ kg. Da ferner $W_1 = 425$ kg, so beträgt die Gesamtlast durch das Mitteldach: $6520 + 1040 + 425 =$ rd. 8,0 t.

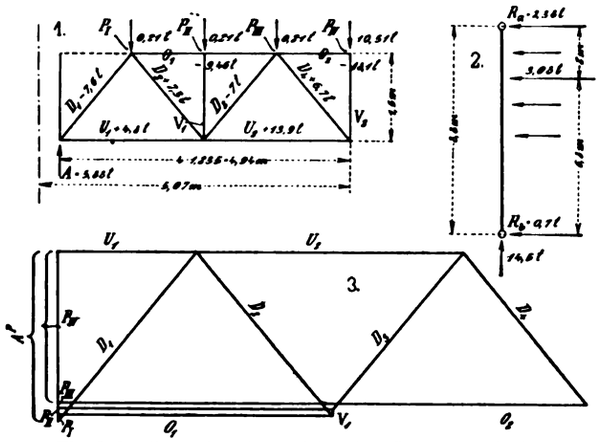


Fig. 242. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Die vertikale Belastung einer Binderstütze, infolge Konstruktionsgewicht, Dach, Schneelast und Winddruck der Seitenhalle, ergibt sich nach Seite 114 zu $\frac{1182 + 2220}{2} =$ rund 2,3 t.

Demnach vertikale Last $8{,}00 + 2{,}3 = 10{,}30$ pro Stütze bis zum Fachwerkträger. Durch den Fachwerkträger wird die Belastung

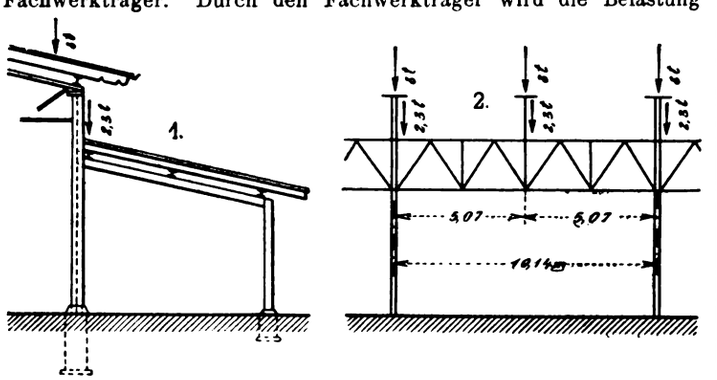


Fig. 243. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

einer kurzen Säule zu gleichen Teilen auf die Hauptsäule übertragen (Fig. 241, Skz. 2). Somit kommt auf eine Hauptsäule: $2 \cdot 10.3 = 20{,}6$ t. Gewicht des Fachwerkträgers und der eisernen Fenster pro Feld von 10,14 m Länge = 1400 kg.

Gesamtvertikaldruck der Säule $20{,}60 + 1{,}400 = 22{,}00$ t einschl. Eigengewicht $2{,}2 \cdot 90{,}7 = 200$ rund 22,2 t. Durch die besondere Anordnung des Windverbandes der Seitenhalle wird der Winddruck von zwei Binderfeldern auf die Säule geleitet.

$$W_h = 4{,}4 \cdot 10{,}14 \cdot 150 = \backsim 6{,}700 \text{ t}.$$

$$\sigma_{max} = \frac{N}{F} + \frac{M}{W} = \frac{22200}{115{,}6} + \frac{1675 \cdot 660}{1104} = 192 + 1000 = 1192 \text{ kg/cm}^2.$$

Ausknicken nach y — y Achse Sicherheit

$$n = \frac{215000 \cdot 0{,}4261 \cdot 10}{22{,}2 \cdot 66{,}66} = \frac{21305}{4350} = 5 \text{ fach}.$$

*) Profil der Säule: $Ra = \frac{6{,}7 \cdot 6{,}6}{8{,}8} = 5{,}025$ t. Diff. 26 B. $W_1 = 1104$ cm³. $W_2 = 328$ cm³. $F = 115{,}6$ cm².

Fachwerkträger (Fig. 241, Skz. 3 und 242, Skz. 1 u. 3).

$$A = \frac{10{,}51}{2} + 3 \cdot 210 = \backsim 5{,}88 \text{ t}.$$

Die Spannungen der Stäbe ergeben sich aus dem Kräfteplan (Fig. 242).

Für den Obergurt ist ein ⌐ ¬ Querschnitt $80 \cdot 80 \cdot 8$ gewählt, mit $J_y = 2 \cdot 1467 = 2934$ cm⁴, $F = 2 \cdot 12{,}16 = 24{,}32$ cm²; erforderlich J_{min} $2 \cdot 18{,}1 \cdot 4{,}940^2 = 883$ cm⁴. $\sigma_{max} = \frac{18100}{24{,}32} = 744$ kg/cm². Untergurt

$\llcorner \frac{70 \cdot 70}{8} \lrcorner$ $F = 2 \cdot 10{,}56 = 21{,}12$ cm; $-2 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}8 = 2{,}56$; $18{,}56$ cm². $\sigma_{max} = \frac{13900}{18{,}56} = 750$ kg/cm².

(Schluß folgt.)

Straßenreinigungs-Automobil.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 38, Fig. 1—3, 15 u. 16.)

Nachdruck verboten.

Wenn auch die Städte gern mit ihren sauberen und gut unterhaltenen Straßen paradieren, so sind sie doch in erster Linie aus hygienischen Rücksichten gezwungen, der Straßenreinigung besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden. In Großstädten werden für diese Zwecke gewaltige Summen ausgegeben; so beliefen sich z. B. im Jahre 1906 in Paris die Kosten für die Straßenreinigung auf rund 13 Millionen Franken, und in diesem Betrage sind die Ausgaben für Beseitigung von Schnee und Eis nicht einmal mit einbegriffen. Außer einem zahlreichen Arbeiterpersonal sind Tag für Tag viele von Pferden gezogene Sprengwagen und Kehrmaschinen in Tätigkeit. Da sich diese Gefährte nur verhältnismäßig langsam bewegen und oft eine unangenehme Mehrbelastung der meist stark in Anspruch genommenen Straßen bedeuten, hat es nicht an Versuchen gefehlt, die Zugkraft der Tiere durch die motorische Kraft der Automobile zu ersetzen. Als Ergebnis der in dieser Beziehung in Paris angestellten Versuche ist mitzuteilen, daß sich bezüglich der Güte der geleisteten Arbeit der Pferdebetrieb durch Automobilbetrieb ersetzen läßt, der hinsichtlich der Schnelligkeit und Bequemlichkeit jenem bedeutend überlegen ist. Mit fortschreitender Entwicklung des Automobillastwagenbaues wird es aber auch möglich sein, den Automobilbetrieb ökonomischer zu gestalten als den Pferdebetrieb, was vorderhand nur erst merkbar zu werden beginnt.

Die Sprengwagen motorisch und damit schneller fortzubewegen, machte von vornherein keine Schwierigkeiten. Andererseits war es möglich, die Leistungsfähigkeit dadurch zu vergrößern, daß eine breitere Fläche besprengt wurde, insofern eine von der Hauptwelle aus getriebene Zentrifugalpumpe das Wasser mit einem immerhin beträchtlichen Überdruck nach den Sprengköpfen förderte. Bei den Kehrmaschinen aber zeitigte die größere Fahrgeschwindigkeit eine Reihe von Unzuträglichkeiten. Auf nicht ganz ebenen Straßen war die Reinigung mangelhaft, da die Borsten der Kehrwalze nicht Zeit genug hatten, in die Vertiefungen einzudringen. Man schaffte Abhilfe, indem man die Umdrehungsgeschwindigkeit der Walze im Verhältnis zur Fahrgeschwindigkeit reduzierte. Bei den oft auftretenden heftigen Stößen wurden die Walzen ausgehoben, so daß Strecken ungekehrt liegen blieben. Als das Chassis federnd gelagert, die Walze nachgiebig aufgehängt und die Räder mit sehr elastischen Laufreifen versehen waren, zeigte sich dieser Mißstand nicht mehr. Um schließlich der enormen Staubentwicklung vorzubeugen, wurden vor der Kehrwalze zwei parallele Zerstäuberrohre angeordnet. Das eine sendet einen feinen Sprühregen auf die Straße unmittelbar vor der Walze, das andere auf den zusammengekehrten Schmutz und die eben den Boden verlassenden Borsten.

Die Fig. 1 bis 3 der Tafel 38 zeigen ein die erwähnten Verbesserungen aufweisendes Straßenreinigungsautomobil der Stadt Paris in Seitenansicht, Rückansicht und Grundriß. Die Einzelheiten hierüber entnehmen wir aus „Le Génie Civil". Um die leer 3600 kg wiegende Maschine im Betriebe nicht zu schwer zu machen, wurde der Wassertonne nur ein Fassungsvermögen von 2670 l gegeben, so daß zum Antriebe ein Explosionsmotor von 15 bis 17 PS Leistung ausreicht. Die Kehrwalze ist zwischen den beiden Achsen angeordnet, deren Abstand so klein als möglich gehalten ist. Die ganze Länge des Automobils zwischen den äußersten Punkten gemessen beträgt deshalb auch nur 4,87 m gegen 5,20 m der bisher üblichen Kehrmaschinen. Das 4,37 m lange Chassis p_1 ist aus U-förmigen Stahlprofileisen hergestellt, 1,25 m breit und nach vorn auf 0,9 m eingezogen. Die Spurweite beträgt bei den Vorder- und Hinterrädern 1,70 m.

Das Automobil kann mit drei verschiedenen Geschwindigkeiten laufen, mit 5, 10 oder 15 km in der Stunde, rückwärts mit 3,5 km. Bei der Höchstgeschwindigkeit macht der Motor 1400 Touren, die Kehrwalze 65 Umdrehungen, während die Zentrifugalpumpe immer gleich schnell wie der Motor a umläuft. Die Zündung erfolgt durch Elektromagnet b' und Zündkerze. Der Antriebsmechanismus für die Kehrwalze r_1 und die Zentrifugalpumpe b ist in einem nahe am Motor befindlichen Gehäuse i untergebracht. Die Bewegung wird durch Kegelräder von der Getriebewelle auf eine zur Walzenachse parallele Welle und bei eingerückter Kupplung über einen Geschwindigkeitsminderer auf eine Kettenradwelle mit Kettenrad n übertragen. Eine in einen Schutzkasten f_1 eingeschlossene

Digitized by Google

Kette treibt das auf der Walzenwelle sitzende Kettenrad n. Im Gehäuse i ist dann noch die mit einer Friktionskupplung k ausgerüstete Antriebswelle für die Zentrifugalpumpe gelagert, die mit einer Pressung von ungefähr 1 At das aus der Wassertonne zufließende Wasser nach einem Verteilungshahn drückt, der mittels Handrad l_1 eingestellt wird. Man kann so die Menge des durch die Rohre n_1 nach den Sprengköpfen x_1 am hinteren Ende des Automobiles gedrückten Wassers regeln, oder auf Wunsch nur einen von beiden speisen. Die auf einmal besprengte Fläche ist doppelt so breit als bei den von Pferden gezogenen Sprengwagen; eine Belästigung vorüberfahrender Fuhrwerke tritt trotzdem nicht ein, da die Sprengköpfe verhältnismäßig tief liegen.

Das von der Pumpe nach dem Verteilungshahn zuviel geförderte Wasser läuft bei entsprechender Stellung des Verteilungshahnes nach den Zerstäuberrohren m und m_1. Der Wasserstand in der Tonne kann an einem Wasserstandszeiger b_1 abgelesen werden. Jedes Zerstäuberrohr besitzt zwölf eingeschraubte Spritzköpfe, deren jeder unten eine konische Bohrung aufweist (vgl. den Querschnitt in Fig. 16). Um nach dem konischen Loch zu gelangen, muß das Wasser zwei schraubenförmige Nuten im Gewindestopfen b_1 passieren, wodurch es in kreisende Bewegung gerät.

Der Walzenbesen ist in den Seitenwänden des Schutzbleches drehbar gelagert; er ist 2,16 m lang und unter 52° gegen die Achse des Fahrzeuges schräg gestellt. Das Schutzblech selbst ist in seiner Mitte gelenkig an eine senkrechte Spindel angehängt, an deren oberem Ende mit einem zum ersten rechtwinkligen Gelenk ein auf der Hubwelle r' geführter Arm angreift (vgl. Fig. 15). Infolge dieser Lagerung kann die Walze allen Bodenunebenheiten folgen. Damit bei Abnützung der Borsten die Walze gesenkt werden kann, besteht die senkrechte Hängespindel aus zwei ineinandergeführten Teilen, die eine Reihe übereinanderliegender Bohrungen besitzen und durch Keile verbunden werden. An jeder Seitenwand des Schutzbleches ist ein Arm befestigt, der auf der das Kettenrad n tragenden Welle geführt ist. Diese Arme sind zweiteilig und mit Rechts- und Linksgewinde versehen, so daß durch Drehen der Spannmutter die Kette gestrafft werden kann. Durch einen Handgriff und zwar durch Drehen der Hubwelle r_1 kann der Chauffeur den Walzentrieb kuppeln und die Walze senken, oder sie heben und den Walzentrieb ausrücken. Das Drehen der Hubwelle erfolgt vom Handgriff g_1 aus. Der Anpreßdruck der Walze gegen den Boden wird durch ein verschiebbares Gegengewicht s geregelt. Die Walze bildet mit dem Gegengewicht zusammen ein Pendel, dessen Schwingungsdauer möglichst klein gehalten werden muß, damit die Borsten schnell wieder auf den Boden auftreffen, wenn sie durch ein Hindernis ausgehoben worden sind. Der Hebelarm, an dem das Gegengewicht angreift, ist also möglichst kurz zu halten, das Gewicht selbst schwer zu nehmen.

Entsprechend der stündlich gekehrten großen Fläche ist die Abnützung der Borsten beträchtlich; sie müssen etwa wöchentlich einmal ersetzt werden, während bei Pferdebetrieb monatlicher Wechsel erforderlich war. Die Borsten bestehen aus Bambus und werden etwa zwei mm, d. h. doppelt so stark als früher, genommen. Infolge der geringeren Nachgiebigkeit müssen sie aber ausgewechselt werden, wenn sie auf 12 bis 14 cm abgenützt sind, während man früher bis etwa 10 cm gehen konnte; trotzdem halten sie jetzt ca. 350 bis 360 km aus anstatt 250 bis 290 km. Man hat auch Stahlblätter zwischenzuschalten versucht, um die Haltbarkeit der Borstenbüschel zu erhöhen. Die Stahlborsten wurden aber sehr leicht herausgerissen, da die Büschel mit Teer in 25 mm tiefe Löcher des Walzenbodens eingekittet sind und Teer am Stahl schlecht haftet. Durch eine besondere Formgebung der Borstenwurzel ist es gelungen, die Stahlborsten festzuhalten. Zum Schutz gegen Rosten wurden die Stahlborsten verzinnt und dann Büschel aus 50 bis 60 Bambusborsten und 17 bis 20 Stahlborsten zusammengesetzt. Günstige Erfolge hatte man aber nicht zu verzeichnen, da solche Walzen nur einige km mehr leisteten als die gewöhnlichen.

Das Automobil ist, wie schon erwähnt wurde, mit einem 15 bis 17 PS leistenden Zweizylindermotor ausgerüstet. Der über dem Karburator gelegene Benzinbehälter a_1 faßt 50 l. Die Motorwelle wird durch eine Kupplung d mit der Getriebewelle verbunden, und der Antrieb über ein Geschwindigkeitswechselgetriebe u und Differentialgetriebe u' durch Kardanwellen auf die Hinterradachse übertragen. Die mit letzterer fest verbundenen Räder besitzen doppelte, die Vorderräder einfache Vollgummibereifung. Durch einen Hebel kann die Kupplung gelöst und die an der Hinterradachse angreifende Stahlbandbremse angezogen, durch einen Fußhebel das Sprengwasser abgestellt und die Differentialbremse eingerückt werden. Die Geschwindigkeit der Zentrifugalpumpe und die Umdrehungsgeschwindigkeit der Kehrwalze ist unabhängig von der eingestellten Geschwindigkeitsstufe, da ihr Antrieb vor dem Wechselgetriebe von der Hauptwelle abgenommen wird.

Die Sprengvorrichtung und der Kehrmechanismus sind voneinander völlig unabhängig, das Sprengwasser kann entweder nach den beiden Zerstäuberrohren, oder einem oder beiden Sprengköpfen, oder auch nach allen vier Stellen zugleich geschickt werden.

Obwohl die Maximalgeschwindigkeit des Automobils zu 15 km angesetzt ist, werden durchschnittlich infolge der zahlreichen Verkehrshemmnisse nur 8,7 km in der Stunde zurückgelegt. Die Kehrwalze fegt einen 1,8 m breiten Strich, so daß sich die tägliche Leistung auf rund 100 000 m² belaufen könnte. Ein Sechstel etwa muß man aber abziehen, da beim folgenden Gang immer ein Teil des vorhergehenden nochmals mitgefegt wird. Eine mit Pferden bespannte Kehrmaschine fegt einen 1,7 m breiten Strich und legt täglich maximal 21 km zurück, was einer gereinigten Fläche von 36 000 m² entsprechen würde. Tatsächlich werden freilich durchschnittlich nur 12 bis 15 km zurückgelegt, so daß das Automobil soviel leistet als drei mit Pferden bespannte Kehrmaschinen.

Das gleiche Verhältnis ergibt sich für die Sprengleistungen. Da das Sprengen nicht nur vorgenommen werden kann, wenn die Straßen den geringsten Verkehr aufweisen, wie dies beim Kehren möglich ist, so wird die durchschnittliche Geschwindigkeit geringer, etwa zu 7 km anzusetzen sein. Außerdem ist die für eine Füllung erforderliche Zeit zu berücksichtigen, so daß das Automobil den Vorteil seiner größeren Schnelligkeit nicht voll ausnützen kann. Immerhin werden mit dem Automobil täglich ca. 58 000 l, mit dem gewöhnlichen Sprengwagen selten mehr als 20 000 l Wasser versprengt. Von größter Bedeutung ist es natürlich, daß im Straßenreinigungsautomobil Kehrmaschine und Sprengwagen vereinigt sind, daß man es also zu beiden Zwecken gebrauchen und die Arbeitszeit vorteilhaft ausnützen kann. Der Einbau des Kehrmechanismus erhöht zudem das Gewicht eines Automobilsprengwagens nur um etwa 200 bis 250 kg.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Armierte Rohhauträder.

(Mit Abbildung, Fig. 244.)

Nachdruck verboten.

Bei Verwendung von Rohhauträdern fällt bekanntlich das lästige Geräusch fort, mit dem metallische Zahnradgetriebe und besonders die unbearbeiteten laufen. Diesen Vorteil muß man aber durch größere Anschaffungskosten und geringere Festigkeit des Triebes erkaufen. Der Kosten wegen wird stets das kleinere von den beiden Rädern aus Rohhaut angefertigt; um aber die Festigkeit zu erhöhen, wird das Rohhautrad mit Seitenscheiben ausgerüstet.

Solche armierten Rohhauträder in der Ausführung der Maschinenfabrik Prometheus, G. m. b. H. in Berlin-Reinickendorf sind in Fig. 244 dargestellt. Der Rohhautkörper, der aus einzelnen unter hohem Druck und durch ein Bindemittel vereinigten Scheiben besteht, wird mit den Seitenscheiben

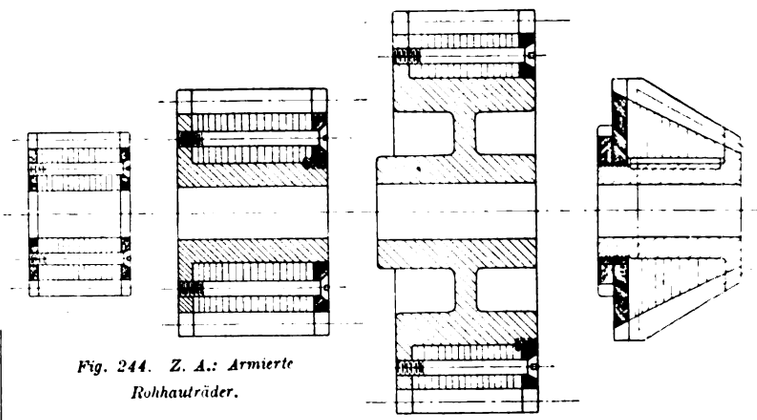


Fig. 244. Z. A.: Armierte Rohhauträder.

durch Schraubenbolzen verbunden. Bei kleineren Rädern wird der Rohhautkörper mit seiner Armierung in gleicher Weise wie bei Metallrädern auf die Welle aufgekeilt (Skz. 1). Bei größeren Rohhauträdern verwendet man nicht zwei Seitenscheiben, sondern zieht einen Rohhautring auf eine besondere Metallbüchse (Skz. 2) oder auf den Radkörper (Skz. 3) auf. Skz. 4 schließlich zeigt eine Konstruktion, die man anwendet, wenn zwischen Büchse und Zahngrund zu wenig Material bleibt, um Schrauben anbringen zu können. Die Büchse ist hier an dem einen Ende mit Gewinde versehen, auf das die eine Seitenscheibe und eine Gegenmutter aufgeschraubt wird. Gegen Drehung wird der Rohhautkörper auf der Büchse durch eine Feder gesichert.

Die Breite der Rohhauträder wird zweckmäßig etwas größer gewählt, als die der zugehörigen Zahnräder, um zu verhüten, daß bei geringen seitlichen Bewegungen sich die Räder nicht mehr in der ganzen Breite des Metallrades berühren und die Seitenscheiben event. beschädigt oder gelockert werden. Diese Konstruktionsregel ist namentlich zu beachten, wenn es sich um Vorgelege für Elektromotoren handelt.

Die Rohhauttriebe zu schmieren ist unnötig und oft sogar schädlich, doch empfiehlt es sich, sie öfter zu reinigen und mit Leinöl zu tränken. Die Behandlung mit Leinöl ist auch nötig, wenn Rohhauträder auf Vorrat gehalten werden, da sie an der Luft zusammentrocknen. In Räumen, in denen Hitze und Nässe herrscht, sind Rohhauträder nicht ratsam, da sie in der Hitze zusammenschrumpfen, durch Feuchtigkeit aufquellen und event. die Armierung sprengen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 16. Begründet von W. H. Uhland. 30. Juli 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Die Gaskraftzentrale des Bahnhofes Wörishofen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 39 und Abbildung, Fig. 245.)

Nachdruck verboten.

Mehr und mehr findet der Kraftgasmotor als Betriebsmaschine in Kraftzentralen Eingang. Eine in mancher Hinsicht interessante kleinere Kraftstation für Betrieb durch Generatorgas ist die auf dem Bahnhof Wörishofen seitens der Güldner Motoren-Gesellschaft m. b. H. in Aschaffenburg jüngst errichtete.

Die Anlage ist in ihren wesentlichen Teilen in Fig. 2 bis 5 auf Tafel 39 wiedergegeben, während Abbildung Fig. 245 den größeren der dort aufgestellten drei Güldner Motoren mit den von ihm betriebenen zwei Dynamomaschinen zeigt.

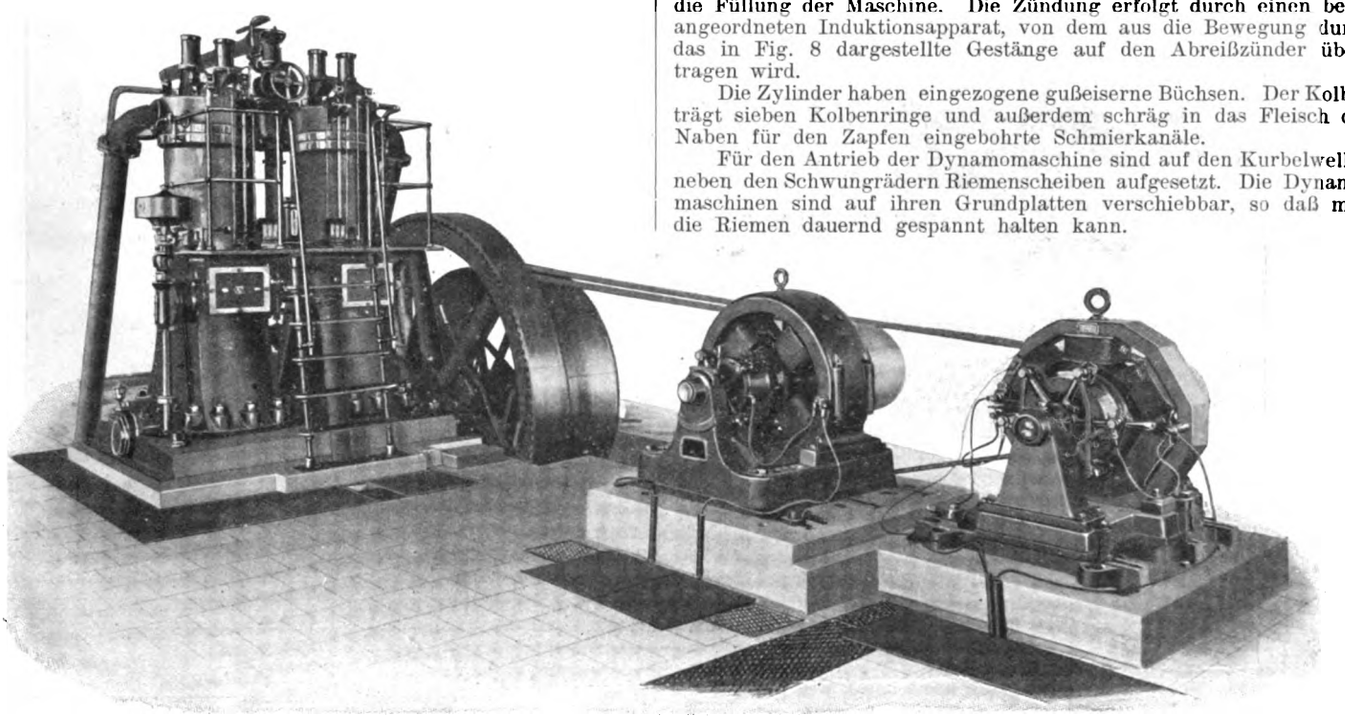


Fig. 245. Z. A.: Die Gaskraftzentrale des Bahnhofes Wörishofen.

Von den Motoren $g g_1 i$ sind die beiden ersten einzylindrische von je 40×50 PS_e Leistung; der Motor i dagegen ist nach dem Zwillingstypus gebaut und leistet normal 120, maximal 145 PS. Die beiden einzylindrischen Motoren $g g_1$ treiben je eine Dynamomaschine $h h_1$. Alle drei Motoren sind in der Maschinenstube L in einer Reihe so aufgestellt, daß sie von allen Seiten zugänglich sind. Ihnen gegenüber befindet sich an der einen Querwand der Stube das Schaltbrett I. Das Gas fließt den Motoren durch ein mittels Hahnes k (Fig. 9 und 10) absperrbares Rohr zu, und alle drei Rohre sind mit Hilfe von Krümmern an den an der Rückwand der Stube auf Konsolen gelagerten Gassammler d_1 angeschlossen. Dieser wiederum setzt sich aus drei Rohrsträngen zusammen und steht durch ein konisches Verbindungsstück mit der aus dem Generatoren-Raum K kommenden Gaszuleitung in Verbindung.

Die Hähne k der Motoren haben im Querschnitt eine Topfform und können mit Hilfe von Handrädern von oben und vom Fußboden aus betätigt werden. Über die unteren Partien der Spindel sind die Rohrspindeln der zugehörigen Lufthähne k_1 geschoben, die ebenfalls durch Handräder, aber nur von unten aus betätigt werden können. Hieraus ergibt sich, daß die Hähne k auf den Gehäusen der Hähne k_1 sitzen. Damit das durch die Hähne k zuströmende Gas in die Mischeinrichtungen der Motoren gelangen kann, sind die Gehäuse der Hähne k_1 durch eine Wand in eine obere und eine untere Partie zerlegt; durch die obere fließt das Gas, durch die untere die atmosphärische Luft. Zwei Kanäle $l l_1$ in dem Deckel der Zylinder führen Gas und Luft nach dem Doppelsitzventil i, dessen unterer Teller das Einlaßventil markiert. Durch das Ventil i gelangt das Gemenge in den Arbeitszylinder, wird dort komprimiert, entzündet und so zur Wirkung gebracht. Die Rückstände puffen schließlich durch das Auspuffventil h aus; sie entweichen durch den Kanal m, Fig. 10, in die Auspuffleitung, in der unterhalb des Fußbodens ein zylindrischer Auspufftopf l (Fig. 3) eingeschaltet ist. Von diesem aus geht ein Stutzen nach der allen drei Motoren gemeinsamen Auspuffleitung m, Fig. 3. Hinter den letzten Motor ist in die Auspuffleitung ein zweiter Schalltopf n eingefügt. Die Motoren haben Wasserkühlung für die Zylinder und Zylinderdeckel.

Über die sonstige konstruktive Ausführung der Motoren ist noch zu bemerken, daß sie im Viertakt arbeiten und die Kurbellager Ringschmierung mit außergewöhnlich großen Ölsäcken besitzen. Der Antrieb des Regulators erfolgt bei jedem Motor durch ein in das eine Kurbellager eingebautes Schraubenrad p. Von der Welle n, Fig. 8, des Regulators ist dann gleich der Antrieb mittels Kegelräder für die horizontale Steuerwelle n_1 der Ein- und Auslaßventile abgeleitet. Der Regulator beeinflußt durch ein Gestänge die Füllung der Maschine. Die Zündung erfolgt durch einen bei o angeordneten Induktionsapparat, von dem aus die Bewegung durch das in Fig. 8 dargestellte Gestänge auf den Abreißzünder übertragen wird.

Die Zylinder haben eingezogene gußeiserne Büchsen. Der Kolben trägt sieben Kolbenringe und außerdem schräg in das Fleisch der Naben für den Zapfen eingebohrte Schmierkanäle.

Für den Antrieb der Dynamomaschine sind auf den Kurbelwellen neben den Schwungrädern Riemenscheiben aufgesetzt. Die Dynamomaschinen sind auf ihren Grundplatten verschiebbar, so daß man die Riemen dauernd gespannt halten kann.

Die im Raume K untergebrachte Generatorenanlage umfaßt zwei Generatoren $a a_1$ von ungleicher Größe. Beide werden von einem gemeinsamen Podest aus beschickt, und an beide sind sogenannte Verdampfer und Staubabscheider $b b_1$ angeschlossen. Das in den Generatoren entstehende Gas passiert die Vorwärmer, deren Mantel durch Wasser gekühlt wird. Das Wasser verdampft, und der entstehende Dampf wird unter die Roste der Generatoren geleitet, das abgekühlte Gas aber entweicht entweder durch Rauchrohre $r r_1$ ins Freie oder geht, wenn diese abgesperrt sind, in die Naßreiniger $c c_1$; alsdann tritt es in die Trockenreiniger, die oberhalb der Naßreiniger aufgestellt sind, und von da durch die Teerabscheider in die Gaszuleitung d.

Bei o steht im Generatorenraum eine kleine Zentrifugalpumpe, die durch den Elektromotor p betrieben wird.

Rhônebrücke bei Chancy.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 40 und Abbildungen, Fig. 246—248.)

Nachdruck verboten.

Die im Jahre 1874 über die Rhône zwischen Pougny (auf französischer Seite) und Chancy (auf schweizerischer Seite) errichtete Brücke war durch eine allmähliche Terrainrutschung auf dem rechten Ufer sehr gefährdet. Die eisernen Zwischensäulen des kontinuierlichen Trägers mußten bereits um mehrere Dezimeter verschoben und wieder vertikal gestellt werden, da sie sonst umgekippt wären. Die Bewegung setzte sich aber stetig fort, so daß sogar die Wider-

Digitized by Google

lager rissen und mitwanderten. Angesichts der drohenden Einsturzgefahr wurde beschlossen, eine neue Brücke an einer von Rutschungen freien Stelle etwa 100 m flußabwärts von der alten aufzuführen. Auf Grund einer Ausschreibung mit Projekteingabe wurde die Ausführung der Eisenkonstruktion der Firma Wartmann, Vallette & Co. in Brugg und Genf übertragen, die uns das Material zu dieser Veröffentlichung zur Verfügung stellte.

Da die Hauptdisposition im wesentlichen durch die Anordnung von drei Öffnungen vorgeschrieben war, blieben dem Unternehmer nur die statischen Berechnungen und die Ausbildung der Konstruktion in ihren Einzelheiten überlassen. Der statischen Berechnung waren folgende zufällige Belastungen zu Grunde gelegt: 450 kg pro 1 m² verteilte zufällige Last, ein Wagen von 20 t Gewicht oder zwei elektrische Lokomotiven von je 16 t Gewicht, 1 m Spurweite und je drei Achsen. Im übrigen galten die eidgenössischen Vorschriften für die Berechnung eiserner Brücken und Dachkonstruktionen.

Wie die perspektivische Ansicht der Brücke in Fig. 246 und der Grundriß und die Seitenansicht in Fig. 247 erkennen lassen, wird die Brücke aus drei gleichen Halbparabelträgern gebildet, die unabhängig voneinander auf zwei

der gußeisernen Unterlagsplatte o und der stählernen, mit dem Untergurt verbundenen Überlagsplatte n. Das bewegliche Auflager ist ein kombiniertes Walzen- und Zapfenkipplager mit der gußeisernen Unterlagsplatte m, den im Führungsrahmen l gehaltenen Walzen, der stählernen Zwischenplatte k_1 und der gleichfalls stählernen Überlagsplatte k. Um der Ausdehnung der Brücke Rechnung zu tragen, sind Dilatationsvorrichtungen vorgesehen; Fig. 20 zeigt die auf dem Widerlager, Fig. 13 die zwischen zwei Parabelträgern ausgeführte.

An die Blechträger b und c des Untergurtes ist das aus Querträgern h und Längsträgern g mit den nötigen Diagonalverstrebungen hergestellte Zwischengerüst angeschlossen, das die aus Zoreseisen i gebildete Fahrbahntafel trägt (vgl. Fig. 4, 9 und 16 bis 19). Die Fahrbahndecke besteht aus Beton- und Schotterbelag und hat auf beiden Seiten Fußweg und Geländer. Das Detail einer Geländersäule p zeigt Fig. 14, die Befestigung der Geländerstangen an den Vertikalpfosten des Hauptträgers Fig. 15. Für jede der drei Brückenöffnungen sind sechs Wasserabflußröhren vorgesehen, deren eine Fig. 2 im Mittelschnitt, Fig. 3 in Ansicht zeigt.

Als Gewichte der Brücke haben sich bei genauer Wägung ergeben:

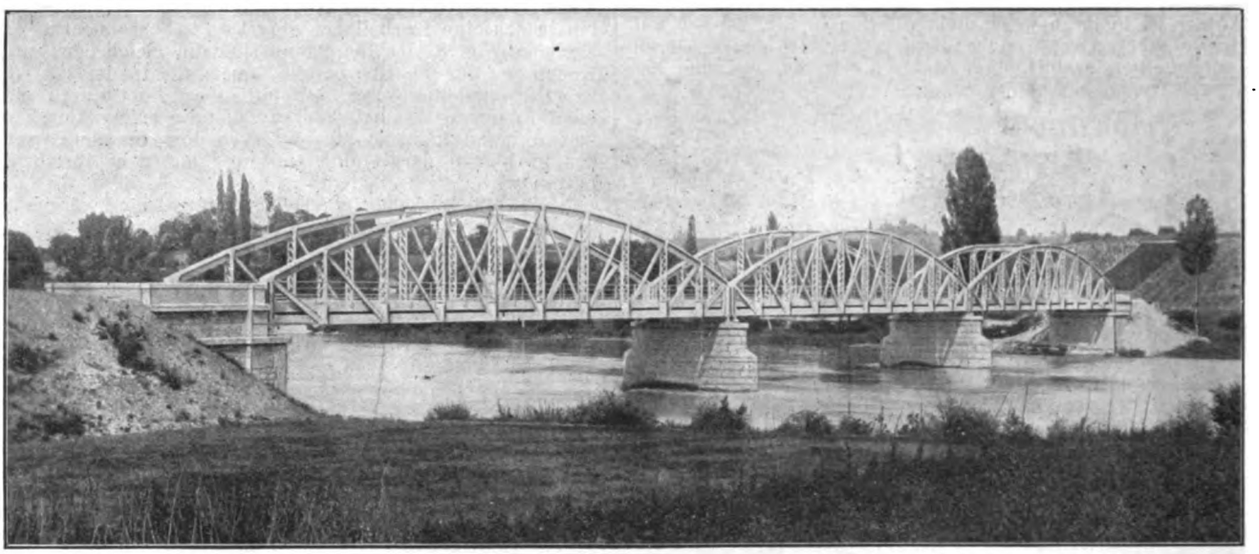


Fig. 246. Rhônebrücke bei Chancy.

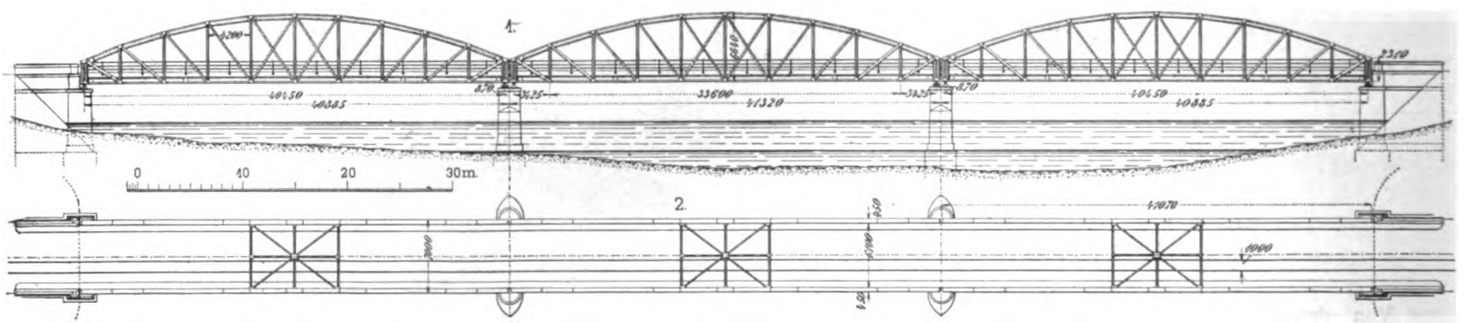


Fig. 247. Z. A.: Rhônebrücke bei Chancy.

Widerlagern und zwei Pfeilern aufruhen. Die Halbparabelform gibt dem Ganzen ein sehr günstiges Aussehen, überdies fällt auch das Gewicht der Eisenkonstruktion verhältnismäßig niedrig aus. Jeder Träger hat 40,45 m theoretische Stützweite, der seitliche Abstand der Träger voneinander beträgt 6,55 m, die lichte verfügbare Breite 6,10 m.

Die Konstruktionsdetails sind aus den Zeichnungen auf Tafel 40 ersichtlich. Fig. 6 zeigt den Parabelträger in Seitenansicht, Fig. 9 die Quer- und Zwischenkonstruktion im Grundriß. Die beiden Mittelgefache des Parabelträgers weisen gekreuzte Diagonalstäbe e, die übrigen Gefache nur einfache Schrägen auf. Der Obergurt ist in den Fig. 1 und 5, der gerade Untergurt in den Fig. 7 und 8 in Ansicht, in Fig. 4 im Schnitt dargestellt. Drei Querschnitte durch die Tragkonstruktion, die an drei verschiedenen Stellen durch den Parabelträger gelegt sind, sind in den Fig. 12 und 24 und in der Textfigur 248 wiedergegeben. Die drei mittleren Pfostenpaare des Hauptträgers sind gegenseitig abgespreizt, und zwar das mittlere durch einen kräftigeren, die beiden nach außen liegenden durch je einen schwächeren Gitterstab. Fig. 12 zeigt den Mittelstab, Textfigur 248 einen Außenstab. Die Verstrebung der Gitterstäbe ist aus dem Grundriß der Brücke (Textfigur 247, Skz. 2) zu ersehen.

Das zur Verwendung gelangte feste Auflager ist in den Fig. 21 bis 23, das bewegliche Auflager in den Fig. 10 und 11 veranschaulicht. Das feste Auflager ist ein Zapfenkipplager mit

Hauptträger, Querträger und Schotterabschlüsse	226 398 kg
Längsträger einschl. Anschlüsse	40 655 „
Zoreseisen mit Klemmplatten	48 480 „
Auflagerstühle	7 880 „
Wasserabflußröhren	292 „
Geländer	5 955 „
Total	329 660 kg.

Bei den mittels zweier Dampfwalzen von zusammen 28,9 t Gewicht vorgenommenen Belastungsproben ergaben sich Einsenkungen von 4 resp. 2 mm pro Träger, entsprechend der unsymmetrischen Stellung der Fahrzeuge bezüglich der Brückenachse.

Die Montierung wurde Ende Oktober 1906 begonnen, Ende März 1907 war die Brücke einschl. Belag fertig aufgestellt, so daß die Belastungsprobe am 9. April 1907 stattfinden konnte.

„D. K. F." Kugellager.

(*Mit Abbildungen, Fig. 249—254.*)

Nachdruck verboten.

In Amerika und England findet das Kugellager schon seit mehreren Jahren allgemeine Verwendung im Maschinenbau, und bei uns beginnt es besonders da, wo hohe Tourenzahlen und Belastungen in Frage kommen, die jetzt vorherrschenden Lager, wie Gleitlager, Rollenlager usw. allmählich zu verdrängen. Die Vor-

Digitized by Google

teile der Kugellager — leichter Lauf, größere Dauerhaftigkeit, erhöhte Präzision der damit ausgerüsteten Maschine, Ersparnis an Kraft und somit an Betriebskosten —, die aus ihrer Verwendung bei Fahrrädern und Automobilen jedermann bekannt sind, werden sich natürlich im Werkzeug-, Hebe-, Transport- und Kraftmaschinenbau ebenso bemerkbar machen.

Wenn in manchen Fabrikantenkreisen gegen die Kugellagerung immer noch ein gewisses Mißtrauen vorherrscht, so liegt das hauptsächlich daran, das sie nicht gleich zu Anfang das hielt, was sie versprach. Gegenwärtig dürfte aber das Kugellager die Kinderkrankheiten überwunden haben und sich bei richtiger Ausführung

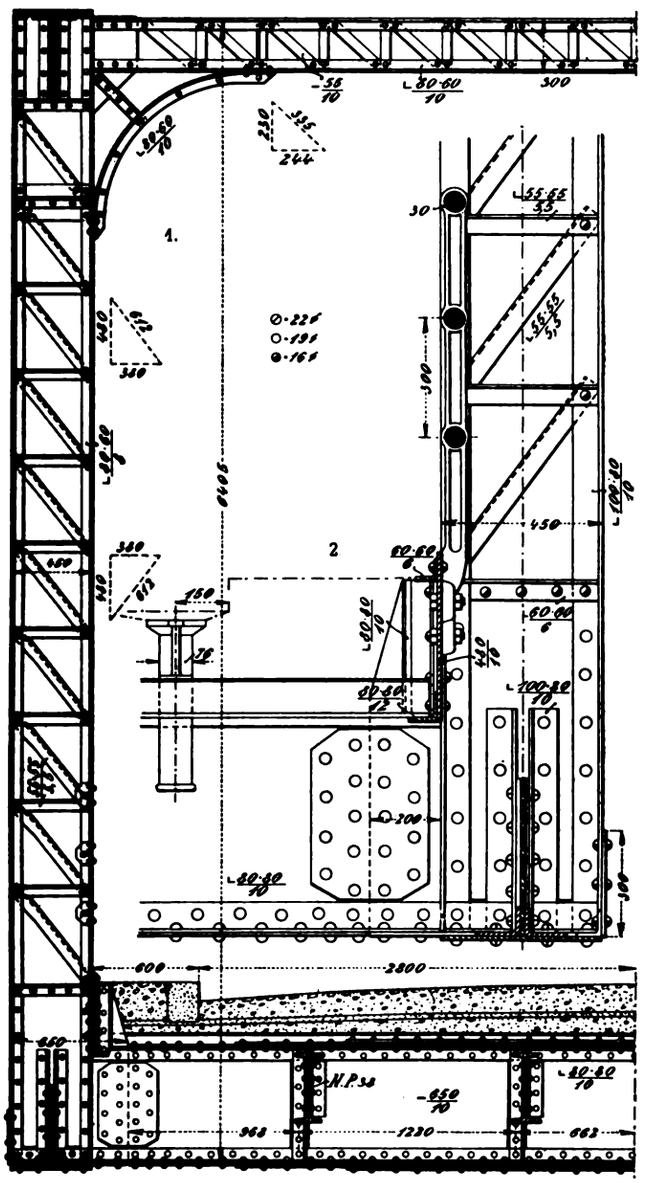


Fig. 248. Z. A.: Rhônebrücke bei Chancy.

als durchaus zuverlässiges Konstruktionselement bewähren. Eines guten Rufes erfreuen sich besonders die „D. K. F." Kugellager, die von der Deutschen Kugellagerfabrik, G. m. b. H. in Leipzig-Plagwitz in großen Serien fabriziert werden. Der Güte der „D. K. F." Kugellager kommt es zustatten, daß sie mit den Originalkugeln der Hoffmann Mfg. Co. Ltd. ausgerüstet sind, die sich durch besondere Dauerhaftigkeit, größere Tragfähigkeit und Präzision auszeichnen. Diese Kugeln werden auf Spezialmaschinen sorgfältig bearbeitet, glashart gemacht und mit solcher Genauigkeit fertig geschliffen, daß die maximale Abweichung von der Normalgröße als innerhalb $^1/_{10000}$" liegend garantiert wird. Die Lager werden aus erprobtem und bestbewährtem Spezialstahl hergestellt. Ein besonderes aus England übernommenes Härteverfahren gibt dem Stahl neben größter Härte die für Kugellager höchst wichtige Zähigkeit; jene schützt die Lager vor zeitiger Abnutzung, diese gegen Zerspringen.

In seiner einfachsten Form (vgl. Fig. 251) besteht das „D. K. F." Kugellager aus zwei Stahlringen, zwischen denen die in einem Rotgußkäfig geführten Kugeln laufen. Der sogenannte Kugelkäfig hat den Zweck, die Reibung zwischen den Kugeln zu verhindern; er ist so angeordnet, daß er auf den Kugeln ruht, und bildet mit den übrigen Teilen des Lagers ein einheitliches Ganzes.

Diese sogenannten Radialkugellager sind nur geeignet, radial gerichtete Drücke aufzunehmen, während das in Fig. 253 dargestellte Druckkugellager zur Aufnahme des Druckes parallel zur Achse des Ringes bestimmt ist. Der äußere, sowie der innere Durchmesser der Laufringe sind nach dem Härten geschliffen und zwar der äußere Durchmesser mit einer Genauigkeit von 0,1 mm unter Normalgröße. Die Bohrung dieser Drucklager ist dagegen 0,1 mm über Normalgröße gehalten, um die Reibung des einen feststehenden Laufringes auf der Welle zu verhüten und das

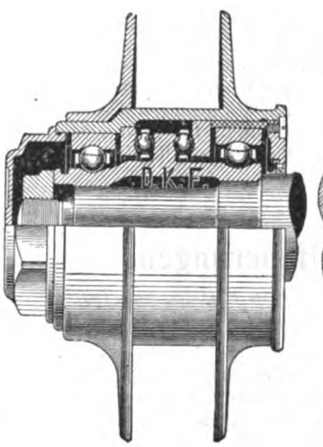


Fig. 249.

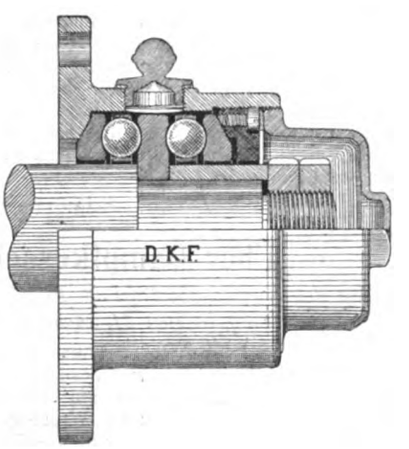


Fig. 250.

Montieren des Lagers zu erleichtern. Die Kugelrille oder Laufbahn wird ebenfalls mit der größten Sorgfältigkeit nach genauer Lehre geschliffen. Fig. 254 zeigt das Drucklager in ein Gehäuse eingebaut; in dieser Form läßt sich die Montage besonders leicht ausführen. Der Kugelsitz ermöglicht eine selbsttätige Einstellung des Lagers zur Druckrichtung, was den Vorteil hat, daß der Druck von sämtlichen Kugeln gleichmäßig aufgenommen wird.

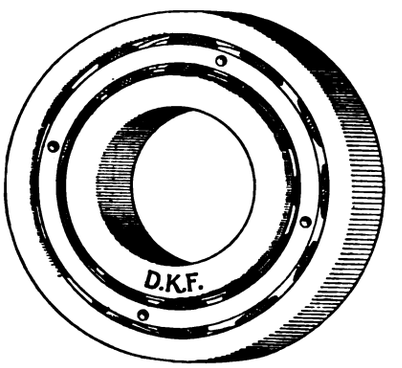


Fig. 251.

Zur Aufnahme von beiderseitig wechselweise auftretenden achsialen Drücken dient das „D. K. F." Doppeldruckkugellager (Fig. 250). Die abzustützende Achse ist im Zapfen abgesetzt und trägt einen Ring, der durch eine mittels Mutter und Gegenmutter festgepreßte Büchse an der Achse fixiert wird. An diesen fixierten Ring legen sich von beiden Seiten Kugelsysteme. Die Schmierung erfolgt durch eine Öffnung im Gehäuse, die für gewöhnlich durch einen Gewindestopfen verschlossen ist. Die Kappe, die das Lager nach außen abschließt, soll das Eindringen von Staub verhindern und die Muttern auf der Achse gegen unberufene Berührung schützen.

Die Praxis hat gelehrt, daß einfache Radiallager nur für radiale Belastungen benutzt werden können und nicht auch seitlich beansprucht werden dürfen. Ebenso ist es nicht zulässig, Druck-

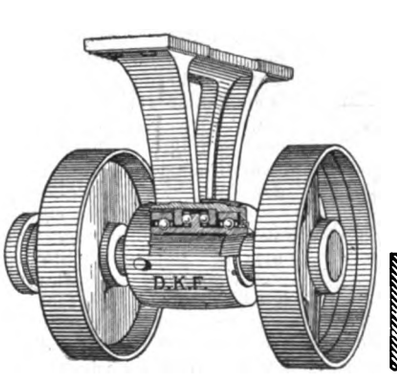


Fig. 252.

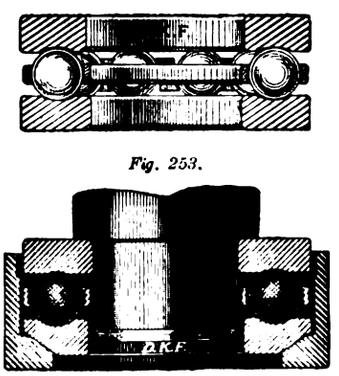


Fig. 254.

Fig. 253.

Fig. 249—254. Z. A.: „D. K. F." Kugellager.

lager radial ohne baldige Zerstörung zu beanspruchen. In den meisten Fällen hat man aber mit radialer und achsialer Belastung zu rechnen, so daß ein kombiniertes Radial- und Achsial-Kugellager, wie es Fig. 252 in ein Vorgelege eingebaut veranschaulicht, vielfach Anwendung findet. So hat es sich z. B. bei Holzbearbeitungs- und Müllereimaschinen, Ex-

Digitized by Google

haustoren, Zentrifugen, Schneckengetrieben, Elektromotoren usw. vorzüglich bewährt.

Bei dem in Fig. 249 dargestellten Spezial-Naben-Kugellager sind Radial- und Drucklager gleichfalls in sinnreicher Weise vereinigt. Jedes solche Lager hat vier Kugelringe, von denen die beiden äußeren den radial wirkenden Druck des Rades, die beiden inneren den Seitendruck von rechts und links aufnehmen. Ein Verrücken der Kugelringe ist durch ihre Lagerung unmöglich gemacht, und jede Kugelreihe wird mit Sicherheit nur in einer Richtung beansprucht. Die Belastung wirkt jedesmal im rechten Winkel zur Drehachse der Kugel, wodurch eine vollkommen rollende Bewegung ohne Gleiten bewirkt wird. Die den achsialen und ebenso die den radialen Druck aufnehmenden Kugelreihen halten sich gegenseitig, in welcher Richtung die Belastung auch wirken mag, zu der für sie vorgesehenen Laufbahn, weshalb alles Reiben, Gleiten oder Drängen der Kugeln gegen die Laufbahn ausgeschlossen ist.

Über Dampfkesselfeuerungen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 33, Fig. 1—24, in Heft 13, auf Tafel 34, Fig. 10—20 in Heft 14, sowie Abbildungen, Fig. 255—257.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Nebenan sind vier Verdampfungsversuche wiedergegeben, die auf Planrostunterfeuerungen erreicht wurden, bei Versuch I war der Dampfkessel mit einem Wander- oder Kettenrost ausgerüstet. Es leistet mithin das qm Rostfläche bei

Versuch I	Versuch II
brutto $144 \cdot 6805 = 979920$ WE,	$102 \cdot 6533 = 666366$ WE,
netto $144 \cdot 5042 = 726048$ „	$102 \cdot 4667 = 476034$ „
Versuch III	**Versuch IV**
brutto $117 \cdot 6337 = 741429$ WE,	$124 \cdot 7440 = 922560$ WE,
netto $117 \cdot 3993 = 467181$ „	$124 \cdot 4795 = 594580$ „

woraus zu ersehen ist, daß die Beanspruchung des Planrostes größeren Beanspruchungen unterworfen werden kann; es muß nur für eine hohe Rostleistung ein guter Schornsteinzug vorhanden sein.

Da, wie erwähnt, bei dem Planrost keine rauchfreie Verbrennung möglich ist, weil die Zugführung der Verbrennungsluftmenge entsprechend dem Verbrennungsvorgang durch die Betätigung des gewöhnlichen Rauchschiebers von dem Kesselheizer nicht richtig ausgeführt wird, so sind Apparate vorhanden, die den Rauchschieber automatisch bedienen.

In ihrer Wirkung sind die Rauchschieberautomaten noch sehr unzuverlässig. Besser sind stets Vorkehrungen, die durch Öffnen der Feuertür den Zug direkt hinter der Feuertür oder im Feuerrohr abschließen; hierbei wird die Tätigkeit des zweiten Feuers nicht beeinflußt.

Weitere Einrichtungen zur Rauchverminderung sind Zuführung von Oberluft über dem Schutzbogen des Feuergeschränkes bei Planrost-Innenfeuerungen, oder durch die Feuertür, die Herdplatte, oder von der Feuerbrücke. Auch Dampf in feinen Strahlen wird mit Erfolg über das Feuer geleitet.

Planrost-Innenfeuerungen und Planrost-Unterfeuerungen rauchen mehr als Planrost-Vorfeuerungen, bei denen das Schamottegewölbe über dem Roste zur Verbesserung des Verbrennungsvorganges beiträgt.

Schrägroste und Treppenroste.

Während der Planrost ganz oder nahezu horizontal gelegt wird, schließt der Schrägrost mindestens einen Winkel von 25° mit der Horizontalen ein. Durch die schräge Lage des Rostes soll ein selbsttätiges Abwärtsgleiten des Brennstoffes erreicht werden, der oben aufgegeben wird, während unten die Rückstände ankommen sollen. Der Neigungswinkel der Schrägroste hängt ab vom Brennstoff, sowie von der Form der Roststäbe.

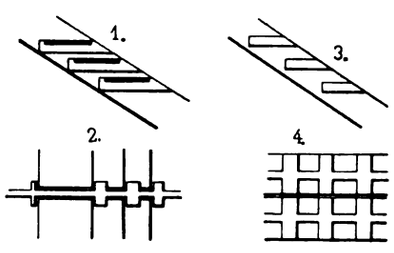


Fig. 255. Z. A.: Über Dampfkesselfeuerungen.

Der Schrägrost eignet sich zur Verbrennung von magerer Steinkohle, Staub-, Schlammkohle und Braunkohle, sowie Sägespäne, Torf, Bagasse und Lignit. Der Neigungswinkel beträgt für Magerkohle 42°, Braunkohle 33°, Sägespäne 35°, Staubkohle 35°, Torf 30°; er hängt, wie erwähnt, vom Roststab ab, weshalb der Rost für einen und denselben Brennstoff, wenn er nach Fig. 255, Skz. 1 u. 2 ausgeführt wird, einen anderen Neigungswinkel erhalten muß, als wenn er nach Fig. 255, Skz. 3 u. 4 konstruiert würde, wobei er infolge des geringeren Widerstandes der lagernden Kohlen schneller nachrutscht.

Auf alle Fälle soll der Schrägrost verstellbar sein, so daß er dem Brennstoff angepaßt werden kann. Während Braunkohlen, Holzabfälle, Lignit, Torf, Bagasse und nicht backende Steinkohlen auf Schrägrosten nach Fig. 1, Taf. 33 — sogenannte Treppenroste — vorteilhaft verbrannt werden können, lassen sich backende Stein-

Kesselsystem	Wasserrohrkessel mit Kettenrost	Wasserrohrkessel, System Alban	Wasserrohrkessel, System Alban	Siederohrkessel, bestehend aus 1 Ober- und 1 Unterkessel
	Versuch I	Versuch II	Versuch III	Versuch IV
Mechanische Verhältnisse				
Dampfkesselheizfläche . qm	420	175	175	74,5
Dampfkesselrostfläche . „	6,32	5,12	5,12	2,65
Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche . . .	1 : 66	1 : 34	1 : 34	1 : 28
Heizfläche d. Überhitzers qm	47,12	—	—	—
Brennstoff				
Verfeuerte Kohlensorte . .	Staubkohle	Staubkohle	Staubkohle	Staubkohle
Heizwert nach kalorimetrischer Ermittelung WE	6805	6533	6337	7440
Verfeuert auf 1 qm Rostfläche und Stunde . . kg	144	102	117	124
Verfeuert auf 1 qm Heizfläche und Stunde . . „	2,167	2,967	3,423	4,41
Herdrückstände				
Gewicht der verfeuerten Kohle . . . . . %	11,55	9,65	15,48	6,15
Verbrennliches in den Herdrückständen . . %	13,4	23,3	22,4	14,1
Heizgase				
Temperat. d. Heizgase im Feuerraum °C max.	1380	1310	1270	—
Temperat. d. Heizgase im Feuerraum °C mittel	1289	1255	1176	—
Zusammensetzung der Heizgase im I. Zug: Kohlensäure %	12,3	14,0	12,7	14,1
Zusammensetzung der Heizgase im I. Zug: Kohlenoxyd „	—	—	—	—
Zusammensetzung der Heizgase im I. Zug: Sauerstoff „	5,6	3,7	5,0	4,0
Zusammensetzung der Heizgase im I. Zug: Stickstoff „	82,1	82,3	82,3	81,9
Vielfaches der theoretischen Luftmenge	1,345	1,203	1,296	1,220
Zusammensetzung der Heizgase am Kesselende: Kohlensäure %	9,1	10,9	10,2	9,8
Zusammensetzung der Heizgase am Kesselende: Kohlenoxyd „	—	—	—	—
Zusammensetzung der Heizgase am Kesselende: Sauerstoff „	8,7	7,1	7,6	8,5
Zusammensetzung der Heizgase am Kesselende: Stickstoff „	82,2	82,0	82,2	81,7
Vielfaches der theoretischen Luftmenge . .	1,662	1,483	1,533	1,643
Zugstärke der Wassersäule in . . . . mm	17,5	12,5	16,0	13,0
Temperatur der Heizgase am Kesselende . . . °C	243	278	303	328
Speisewasser				
Temperatur des Speisewassers . . . . . °C	87	27	27	64
Verdampft pro qm Heizfläche und Stunde . . kg	18,19	21,80	21,53	35,70
Verdampft pro qm Heizfläche und Stunde bezogen auf Wasser von 0° und Dampf von 100 °C kg	17,15	21,74	21,46	33,18
Mittlerer Dampfdruck At.	7,9	10,0	10,0	5,8
Temperatur des überhitzten Dampfes . . . . °C	232	—	—	—
Verdampfungsziffer				
1 kg Kohle hat Dampf erzeugt . . . . . kg	8,396	7,350	6,289	8,099
1 kg Kohle hat Dampf erzeugt, bezogen auf Wasser von 0° und Dampf von 100° . . kg	7,916	7,327	6,268	7,527

Wärmebilanz nutzbar gemacht:	WE	%	WE	%	WE	%	WE	%
a) zur Dampfbildung . . .	4799	70,52	4667	71,44	3993	63,01	4795	64,44
b) im Überhitzer	243	3,57	—	—	—	—	—	—
verloren:								
a) durch Verbrennliches in den Herdrückständen .	125	1,84	182	2,79	181	2,86	70	0,94
b) durch angesaugte Luft .	207	3,04	199	3,04	178	2,81	446	6,00
c) durch freie Wärme in den abziehenden Gasen . .	1065	15,65	995	15,23	1108	17,48	1531	20,57
d) durch Strahlung, Leitung, unverbrannte Gase usw.	366	5,38	490	7,50	877	13,84	598	8,05

Digitized by Google

und Staub- sowie Schlammkohlen nur auf Schrägrosten, Fig. 2, Taf. 33, verbrennen, weil bei Treppenrosten behufs Abschlackens die einzelnen Plättchen herausgerissen würden, was den Betrieb stört und zum Kaltstellen des Kessels Veranlassung geben kann.

Während man bei Planrost-Innenfeuerungen, um nicht zu große Längen zu erhalten, an eine gewisse Rostgröße gebunden ist, kann bei Planrost-Vor- und Unter- oder Schrägrostfeuerungen die Rostgröße trotz Einhaltung einer gewissen Rostlänge groß gewählt werden. Hierbei empfiehlt es sich, große Rostbreiten durch eine oder mehrere Zungen aus Mauerwerk zu teilen; dadurch sichert man sich den Vorteil, daß durch Öffnen der Feuertüren beim Beschicken, Abschlacken usw. nie die ganze Rostfläche in Mitleidenschaft gezogen wird. Außerdem tragen die glühenden Schamottewände zur leichteren Entzündung des Brennstoffes bei, und ein Überstürzen des Brennstoffes kann nicht so leicht stattfinden, als bei einem Roste ohne Zwischenwände.

Fig. 7 u. 8, Taf. 33 zeigen einen Treppenrost, wie er für ausgelaugtes Quebrachoholz ausgeführt wurde; er hatte keine Schamottezwischenwände, wodurch das in größeren Quantitäten aufgegebene Brennstoffmaterial sich überstürzte und eine Heizgasexplosion in den Kesselzügen zur Folge hatte.

Auf einen weiteren wichtigen Faktor bei den Feuerungen sei noch aufmerksam gemacht: es ist dies die Aschentür an der Vorstellplatte, die vielfach fehlt, jedoch dann vorhanden sein muß, wenn es sich um gasreichen Brennstoff handelt. Wird dabei nämlich der Betrieb durch Schließen des Rauchschiebers eingeschränkt, so würde, wenn viel Brennstoff auf dem Roste liegt, oder bei gedecktem Feuer unverbranntes Gas in die Feuerzüge gelangen. Wird dann der Betrieb wieder verstärkt, so wird beim Öffnen des Rauchschiebers das durchbrechende Feuer die unverbrannten Gase in den Kesselzügen erreichen und eine Gasexplosion herbeiführen. Ist dagegen eine Aschentür vorhanden, so kann sie so lange geschlossen bleiben, bis die durch das Öffnen des Rauchschiebers in den Kesselzügen befindlichen Explosivgase durch den Kamin abgesaugt sind.

Die Bedienung des Schrägrostes ist einfacher als die eines Planrostes, dagegen ist das Anfeuern schwieriger, besonders bei still gelegenen Kesseln ist große Aufmerksamkeit nötig. Die Verbrennung bei angefeuertem, gut beschicktem Rost ist nicht rationell, da die umgebenden Mauerwerkflächen noch kalt sind; auch hier entweichen Explosivgase in die Kesselzüge, die nach Durchbrechen der Flamme eine Explosion veranlassen.

Die Schrägrostfeuerung kann jedoch auch als Innenfeuerung bei beschränkter Rostgröße ausgeführt werden, und die Feuerung führt dann die Bezeichnung Ten Brink-Feuerung. Fig. 256 stellt eine solche Feuerung dar, bei der ein großer Betrag an Wärme als strahlende gewonnen wird.

Eine weitere Kombination der Schrägroste sind die Halbgasfeuerungen, bei denen der obere Teil des Rostes so hoch beschickt ist, daß nur eine Vergasung, unter Umständen auch nur eine Verkokung des Brennstoffes stattfinden kann. Halbgasfeuerungen sind für Braunkohlen, lufttrockenen Torf in Stücken und aus minderwertigen Brennstoffen gepreßte Briketts geeignet.

Fig. 11 u. 12, Taf. 33 stellen einen Treppenrost dar, bei dem Hobel-Schälspäne, sowie Abfälle einer Holzbearbeitungsfabrik zur Verbrennung gelangen; die Kesselheizfläche beträgt 120 qm, und der qm Kesselheizfläche leistet 20 kg Dampf per Stunde.

Die Fig. 4—6, Taf. 33 geben einen Schrägrost wieder zum Verfeuern von Kohlenschlamm, der auf Steinkohlengrubenwäschen als Rückstand gewonnen wird. Der zugehörige Kessel hat 95 qm und leistet per qm Heizfläche stündlich 11 kg Dampf. Obwohl das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche des Kessels 1:24 beträgt, ist doch wegen der im Schlamm enthaltenen Feuchtigkeit eine größere Kesselleistung kaum zu erreichen. Bei Dampfkesseln, die mit solchen Brennstoffen beheizt werden, ist eine große Dampfreserve bei ungleichmäßigem Betriebe die Hauptsache, da ein Forcieren der Feuerung mit Schlamm nahezu ausgeschlossen ist. Man wirft den Schlamm in größeren Mengen auf, so daß das Feuer längere Zeit braucht, bis es wieder in Glut kommt.

Die Fig. 22 u. 23, Taf. 33 stellen einen Treppenrost für Braunkohle dar, bei dem der Neigungswinkel verändert werden und Brennstoff von der höher gelegten Beschickungsbühne direkt in den Trichter gestürzt werden kann. Beim Treppenrost Fig. 9 u. 10, Taf. 33 wird der Brennstoff in die Trichter geschaufelt oder mittels Transportschnecken oder Silos in die Trichter befördert. Der fahrbare Treppenrost findet bei Lokomobilkesseln vielfach zur Verfeuerung minderwertigen Brennstoffes Verwendung. Solche Roste eignen sich auch für Holz, Torf und Braunkohle. Die Tabelle am Schluß gibt die äußeren Raummaße für verschiedene ausgeführte transportable Roste. Für Verfeuerung von Stroh muß die Feuerung nach Fig. 257 angeordnet werden, die Scheidewand über dem Roste soll verhindern, daß das Stroh unverbrannt mit in die Feuerzüge gerissen wird. Die Fig. 13 u. 14, Taf. 33 stellen eine kombinierte Schrägrost-Treppenrostfeuerung dar, die für Torf in der Körnung von Gries bis Knorpel sehr geeignet ist. Die obere Hälfte des Rostes ist als Treppenrost, die untere als Schrägrost ausgebildet. Auch bei diesem Brennstoff ist auf den Feuchtigkeitsgehalt Rücksicht zu nehmen.

Die Betriebe mit regelmäßigem Dampfverbrauch beanspruchen ihre Roste ungleichmäßig, so daß die Feuerungen bei schwachem Betrieb unrationell arbeiten. Um diesem Übelstande zu begegnen, gibt es für Planrost-Innenfeuerungen verschiebbare Feuerbrücken, und bei Schrägrost- sowie Treppenrostfeuerungen werden durch den Schütttrichter bewegliche Platten eingeschoben behufs Verkleinerung der Rostfläche auf die brauchbare Größe.

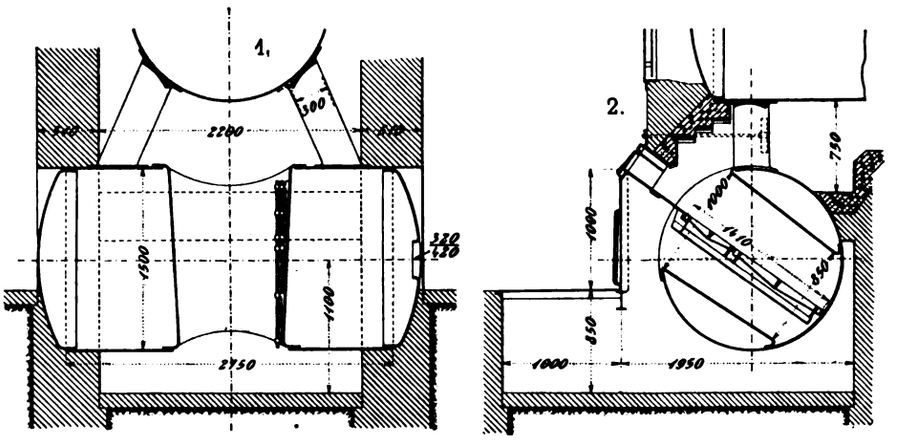


Fig. 256. Z. A.: Über Dampfkesselfeuerungen.

Rostfl.	a	b	c	d	e	f	g	Gewicht mit Ausmauerung
0,67	1750	1450	1200	150	810	864	1075	ca. 1300 kg
0,84	1860	1580	1270	180	770	960	1170	„ 1650 „
1,20	2120	1840	1600	120	790	1140	1285	„ 2550 „
2,00	2650	3080	1980	130	960	1360	1500	„ 3900 „

(Schluß folgt.)

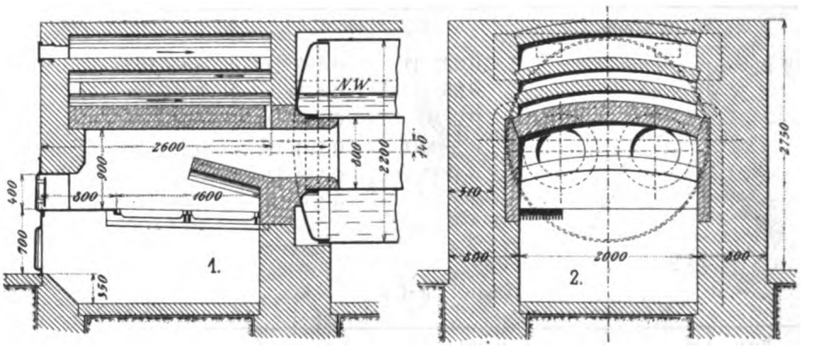


Fig. 257. Z. A.: Über Dampfkesselfeuerungen.

Über moderne Wasser- und Dampf-Turbinen.

Von Ingenieur **Paul Hugo Günther** in **Bilbao** (Spanien).

(Mit Abbildung, Fig. 258.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

IV. Radiale Reaktionsturbinen.

Die radialen Reaktionsturbinen haben sich in den letzten Jahren am meisten eingebürgert.

Auch hier wird wieder $v = x\sqrt{2gH} = 4{,}43\,x$ und $x = 0{,}51—0{,}95$.

Als „v" für die Turbinenreihe schreiben wir:

$x = 0{,}51 \quad 0{,}535 \quad 0{,}56 \quad 0{,}60 \quad 0{,}64 \quad 0{,}68 \quad 0{,}77 \quad 0{,}86 \quad 0{,}95$.

oder $x_m = \quad 0{,}52 \quad 0{,}55 \quad 0{,}58 \quad 0{,}62 \quad 0{,}66 \quad 0{,}725 \quad 0{,}815 \quad 0{,}905$,

da man nicht gern bis an die äußersten Grenzen geht.

Aus diesen Mittelwerten ergeben sich dann leicht die zugehörigen Tourenzahlen.

Der hydraulische Nutzeffekt sei wie bei der achsialen Reaktionsturbine $\varepsilon = 0{,}85$, die Querschnittsverengung durch die Schaufeln betrage 20—15% und die Eintrittswinkel $\alpha = 10° — 39°$.

Die achsiale Radeintrittsbreite werde zu 7,5% bis 35%, also 0,075—0,35 D gewählt.

Diese Werte eingesetzt, entsteht die folgende Tabelle:

Digitized by Google

Radiale Reaktionsturbine D = 1 m; H = 1 m.

Bezeichnung	A	B	C	D	E	F	G	H
$K = \frac{n}{H} \cdot \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}} =$	50	69	93	124	157	200	250	300
$x =$	0,52	0,55	0,58	0,62	0,66	0,725	0,815	0,905
$v = 4{,}43\,x$	2,3	2,44	2,57	2,74	2,92	3,2	3,6	4
$n = x \cdot 84{,}5$	44	46,5	48	52,5	55,8	61,4	69	76,5
$\alpha =$	10°	15°	20°	24°	28°	32°	35° 30′	39°
$\cos \alpha =$	0,985	0,966	0,94	0,914	0,883	0,848	0,814	0,777
$\sin \alpha =$	0,174	0,242	0,342	0,407	0,469	0,53	0,581	0,629
$\varepsilon =$	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
$y = \frac{\varepsilon}{2 \cos \alpha\, x} =$	0,834	0,801	0,78	0,753	0,73	0,691	0,64	0,603
$1 - e$	0,8	0,805	0,81	0,8175	0,825	0,835	0,84	0,85
$a =$	0,0075	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,3	0,35
$Q_1 = (1-e) \cdot 13{,}92 \cdot a \cdot y \cdot \sin \alpha\, D^2 =$	0,121 D^2	0,218 D^2	0,376 D^2	0,56 D^2	0,785 D^2	1,07 D^2	1,31 D^2	1,572 D^2
Wassermenge l/sec	121	218	376	560	785	1070	1310	1572
$N_e = PS_e$	1,4	2,3	3,87	5,73	8,05	10,75	13,2	15,25
$\eta =$ %	81,5 %	78,5 %	77,5 %	77 %	76,5 %	76 %	75,5 %	74,75 %
Achsiale Eintrittsbreite b_a	0,0075 D	0,1 D	0,125 D	0,16 D	0,2 D	0,25 D	0,3 D	0,35 D
Radeintritts $\sphericalangle \beta =$	24°	30°	40°	60°	90°	113° 50′	129°	139°
Angenähertes Gewicht m/1 Welle G = kg: vertikal offen	$75\,D_m \cdot \sqrt{Q}$ l/sec . + 2 (H + HP)							
„ geschlossen	$175\,D_m \cdot \sqrt{Q} + 2$ (H + HP)							
simplex horizontal offen	$105\,D_m \cdot \sqrt{Q} + 2$ (H + HP)							
„ geschlossen	$160\,D \cdot \sqrt{Q} + 2$ (H + HP)							
duplex „ offen	$150\,D \cdot \sqrt{Q} + 2$ (H + HP)							
„ geschlossen	$250\,D \cdot \sqrt{Q} + 2$ (H + HP)							
Gewicht eff. G_e	0,83 G	0,9 G	G	G	1,07 G	1,1 G	1,14 G	1,178 G

D = Durchm. in m
Q = l/sec

Bestimmung der Schaufelzahl.

Die Bestimmung der Schaufelzahlen erfolgt empirisch, und fast in jeder Fabrik findet man andere Teilungen. Gute Werte, die auch mit den verschiedenen Winkeln korrespondieren, erhält man aus folgender Tabelle. Die Schaufelzahl berechnet sich danach zu: $z = \frac{\pi \cdot D}{k}$.

Werte für k.

Leitrad.

Bezeichnung	A—D	E—F	G—H
D ≦ 0,5	0,225 D	0,187 D	0,15 D
≦ 1,0	0,25 D	0,2 D	0,163 D
≦ 1,5	0,2 D	0,158 D	0,133 D
≦ 2,0 K =	0,155 D	0,134 D	0,111 D
< 3,0	0,1315 D	0,114 D	0,10 D
> 3,0	—	0,10 D	0,08 D

Laufrad.

Bezeichnung	A—C	D	E	F	G—H
D ≦ 0,5	0,2 D	0,21 D	0,24 D	0,25 D	0,35 D
≦ 1,0	0,155 D	0,165 D	0,21 D	0,24 D	0,35 D
≦ 1,5	0,13 D	0,15 D	0,185 D	0,21 D	0,285 D
≦ 2,0 K =	0,113 D	0,125 D	0,168 D	0,21 D	0,285 D
< 3,0	0,10 D	0,11 D	0,136 D	0,164 D	0,241 D
> 3,0	—	—	0,125 D	0,166 D	0,242 D

Bestimmung des Saugrohres.

Die zulässige Saughöhe dürfte etwa 2—4 m sein; denn es darf wohl angenommen werden, daß eine Turbine, die 4 m über Normalunterwasser steht, bei Hochwasser nicht ersäuft, und Hochwasser über 4 m dürften zu den Ausnahmen gehören. Sauggefälle über 4 m, etwa 5—6 m sind nicht ohne weiteres anwendbar, 6—7 m geben oft schon zu großen Anständen Anlaß.

Bezeichnet man mit u_2 die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade, mit w_2 den Austrittsverlust, so kann man schreiben:

$$u_2 = \sqrt{2g \cdot H \cdot w_2}.$$

Nimmt man ferner die Eintrittsgeschwindigkeit in das Saugrohr u_3 zu $u_3 = 0{,}9 \cdot u_2 = 0{,}9\sqrt{2g \cdot H \cdot w_2} = 3{,}95\sqrt{H w_2}$, so erhält man den oberen Saugrohrdurchmesser D_3, da:

$$D_3^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{Q}{w_3} \text{ ist, zu: } D_3 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{w_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot 3{,}95\sqrt{H w_2}}}.$$

Setzt man den Austrittsverlust aus dem Saugrohre ein für allemal $w_4 = 1\% - 0{,}01$, so ergibt sich die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Saugrohre u_4 zu:

$$u_4 = \sqrt{2g \cdot H \cdot w_4} = \sqrt{19{,}62 \cdot 0{,}01 \cdot H} = 0{,}443\sqrt{H};$$

folglich der untere Saugrohrdurchmesser D_4 zu:

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot w_4}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot 0{,}443\sqrt{H}}} = 1{,}695\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = 1{,}695\sqrt{Q_1}.$$

Ist L die Länge des Saugrohres, so berechnet sich die Entfernung Saugrohrende — Sohlebene (Fig. 258) zu:

$$m = L \cdot \frac{0{,}9 \cdot u_4}{u_3 - 0{,}9\,u_4} = L \cdot \frac{0{,}9 \cdot 0{,}443 \cdot \sqrt{H}}{3{,}95\sqrt{H w_2} - 0{,}9 \cdot 0{,}443\sqrt{H}}.$$

Der Wert w_2 schwankt zwischen 0,01 minimum und 0,0950 maximum. Dies eingesetzt in die Francistabelle, erhält man folgende Resultate:

$$D = 1\text{ m};\ H = 1\text{ m};\ Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}.$$

Bezeichnung	A	B	C	D	E	F	G	H
Q_1 = cbm/sec.	0,121	0,218	0,376	0,560	0,785	1,070	1,310	1,572
$w_2 =$	0,01	0,025	0,04	0,055	0,065	0,075	0,085	0,095
$w_4 =$	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
$D_3 =$	$1{,}695\sqrt{Q_1}$	$1{,}35\sqrt{Q_1}$	$1{,}2\sqrt{Q_1}$	$1{,}1\sqrt{Q_1}$	$1{,}06\sqrt{Q_1}$	$1{,}02\sqrt{Q_1}$	$0{,}995\sqrt{Q_1}$	$0{,}954\sqrt{Q_1}$
$D_4 =$	$1{,}7\sqrt{Q_1}$							
$m =$	∽ L	1,71 L	1,01 L	0,74 L	0,65 L	0,58 L	0,54 L	0,48 L.

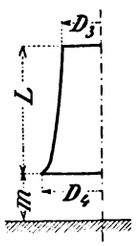


Fig. 258.

(Fortsetzung folgt.)

Digitized by Google

Zwangläufige Kegelräderhobelmaschine

mit zwei Werkzeugen.

(Mit Abbildungen, Fig. 259—262.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Die Werkzeuge sind zu verlängern und müssen immer dieselben Profildimensionen aufweisen, die durch eine Profillehre festgelegt sind. Der Werkzeughalter ist genau kalibriert, das Werkzeug muß so tief als möglich eingeführt werden. Sind beide Werkzeuge eingespannt, so kann man noch die Stellung der Führungen b kontrollieren, indem man die Werkzeuge auf einen Abstand a vom Maschinenmittelpunkt bis zum äußeren Zahnprofil bringt. Der Abstand a wird mit einer gewöhnlichen Schieblehre gemessen. Der Zwischenraum zwischen den beiden Sticheln soll der zu schneidenden Zahnstärke entsprechen, was mit Hilfe eines Raddurchmesser nach dem größeren zu. Das ergibt einen stoßfreien Eingriff und Gang, da die Spanstärke allmählich zunimmt.

Zur Einstellung der Abrollvorrichtung wird die Kuppel in Mittelstellung gebracht, die durch den Stift c_2 (Fig. 237, Heft 15, Skz. 2) festgelegt ist. Dann wird das Segment g_1 vertikal gestellt und der Stift g_3 festgesteckt (Fig. 237, Heft 15, Skz. 1). Nachdem die Bolzen i_2 gelockert worden sind, wird der Sektor i mit Hilfe des Nonius i_1 auf den Scheitelwinkel des Kegelrades eingestellt. Die Bolzen i_2 sind dann festzuziehen. Jetzt stellt man die Gleitstücke l_2 auf den Segmenten l (Fig. 259, Skz. 2) auf die Gradzahl des Scheitelwinkels und die Segmente l so ein, daß sie den Zapfen l_3 ohne Spiel umschließen. Alsdann werden die Gleitstücke l_2 auch auf den Segmenten l_1 festgeschraubt und die Stifte c_2 und g_3 entfernt. Der Drehwinkel der Kuppel wird durch zwei Ausschaltnocken festgelegt, indem man das Rad mittels der Handkurbel c_2 nach links außerhalb des Schnittbereiches der Werkzeuge bringt, um

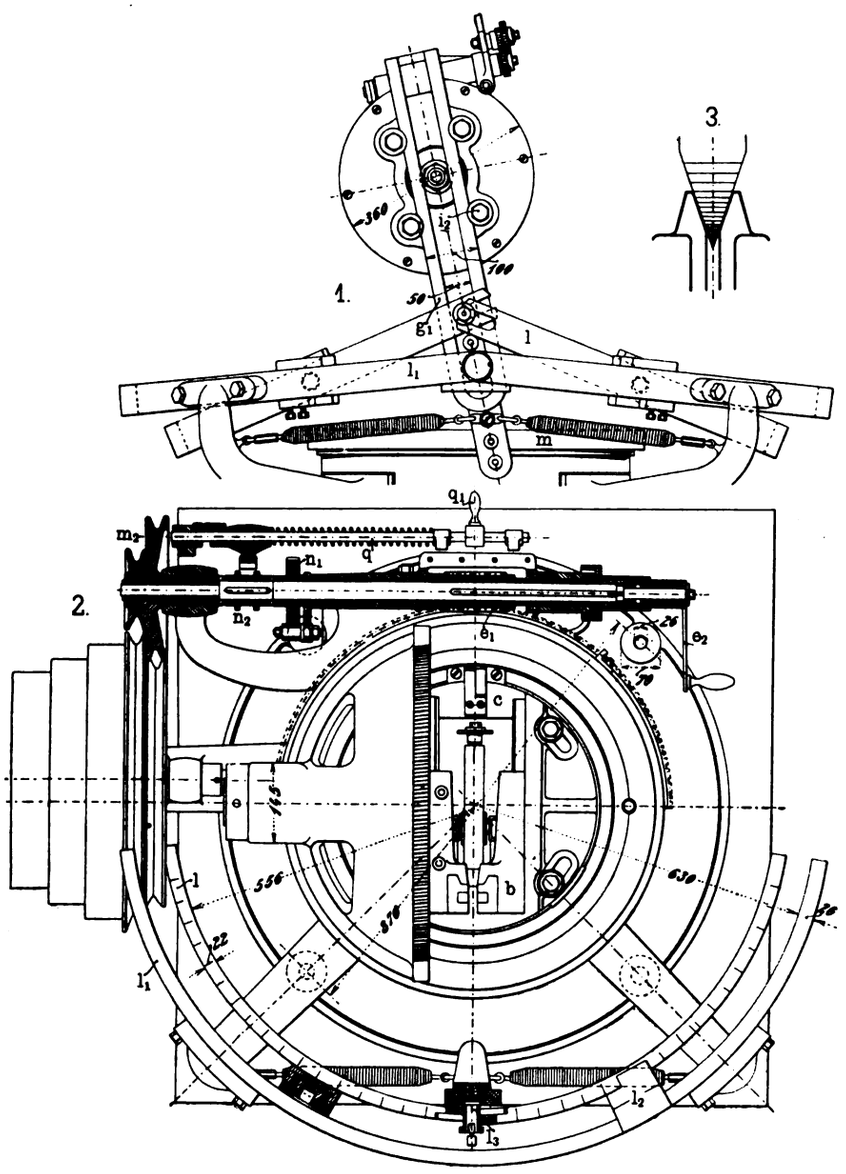


Fig. 259.

Fig. 259—261. Z.A.: Zwangläufige Kegelräderhobelmaschine.

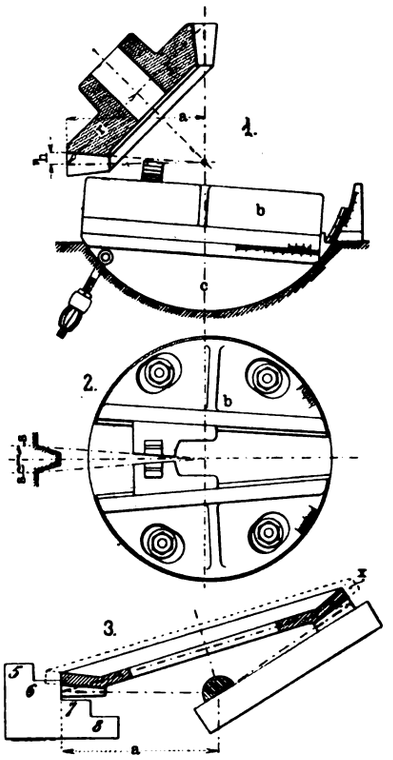


Fig. 260.

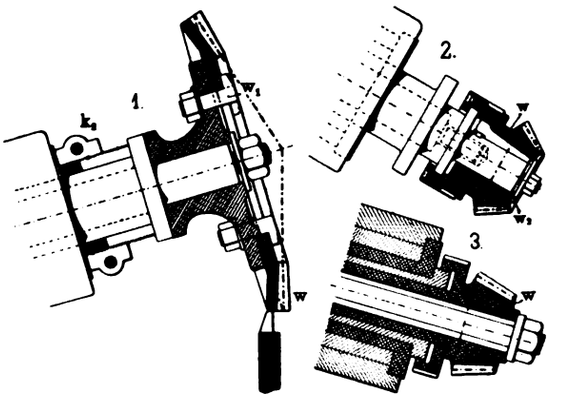


Fig. 261.

Kalibers (Fig. 259, Skz. 3) geprüft wird. Man liest in der Höhe der Werkzeugspitzen auf dem Kaliber den Modul ab.

Um den Radkörper auf die richtige Entfernung vom Maschinenmittelpunkt einzustellen, dient der verstellbare geteilte Ring k_2, der die Entfernung zwischen Muffe k_1 und Teilkopf regelt. Nachdem der Abstand a eingestellt ist, wird die Muffe k_1 festgespannt. Für flache Zahnkränze genügt die Abmessung des Abstandes a nicht. Man verwendet dann noch ein mit Zahlen versehenes Kaliber (Fig. 260, Skz. 3). Die Zahlen geben die Positionen des Rades im Verhältnis zu den Führungen b für jeden Modul an. Hat der Radboden die in Fig. 260, Skz. 3 gestrichelt gezeichnete Form x, so ist die Verwendung des Kalibers nicht angängig, man kontrolliert dann die Stellung des Rades mit Hilfe eines Lineales.

Die Figuren 261 u. 262 zeigen, in welch verschiedenartiger Weise der Radkörper w entsprechend seiner jeweiligen Gestaltung auf dem Aufspanndorn zu befestigen ist. Die Werkzeuge bearbeiten die Zähne immer von innen nach außen, also vom kleineren die Teilung zu ermöglichen, nach rechts weit genug, um den Zähnen eine genügende Form zu geben. Des Zeitgewinnes halber kann man nach dem jedesmaligen Teilen zwei bis drei Umdrehungen mit der Kurbel e_2 machen, um den nächsten Zahn schneller wieder in den Schnittbereich der Stichel zu bringen. Der erste Zahn wird zunächst nur halb geschnitten. Dann geht man zum zweiten über, der ebenso wie die folgenden fertig gemacht wird. Dies ist nötig, um den Stählen freien Durchgang zu verschaffen.

Zum Schneiden eines ganzen Satzes gleicher oder ineinander eingreifender Räder ist nur eine einmalige Einstellung der Maschine nötig. Die Werkzeuge sind in ihren Fassungen nachstellbar und werden, wie erwähnt, vor dem Einspannen reguliert. Diese Anordnung gestattet, die Werkzeuge zu schleifen und wieder einzuspannen, ohne die Einstellung der Maschine zu stören. Die Bedienung ist so einfach, daß ein Arbeiter für zwei bis drei Maschinen genügt. Um Zeit zu gewinnen, empfiehlt es sich, die Zähne vorzufräsen.

Digitized by Google

5 t-Dampf-Lastautomobil,

System Barber.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 38, Fig. 4—14 u. 17—20 in Heft 15, sowie Abbildung, Fig. 263.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Der Dampfkessel, den Fig. 263 nach Skz. im „Portef. Econ. des Mach." darstellt, umfaßt den Dampfkasten d und die beiden Bouilleurs c, die untereinander durch schlangenförmig gebogene bronzene Siederohre in Verbindung stehen. Der Dampfkasten

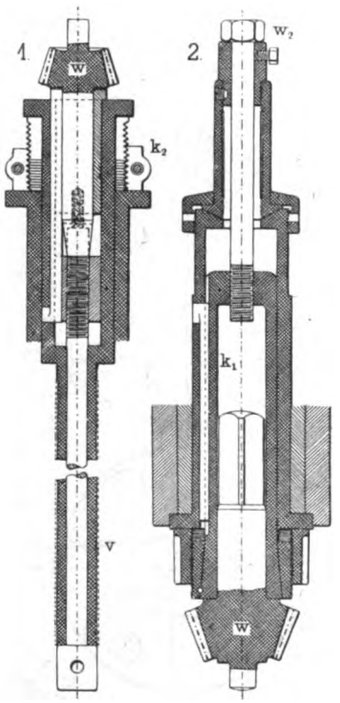


Fig. 262. Z. A.: Zwangläufige Kegelräderhobelmaschine.

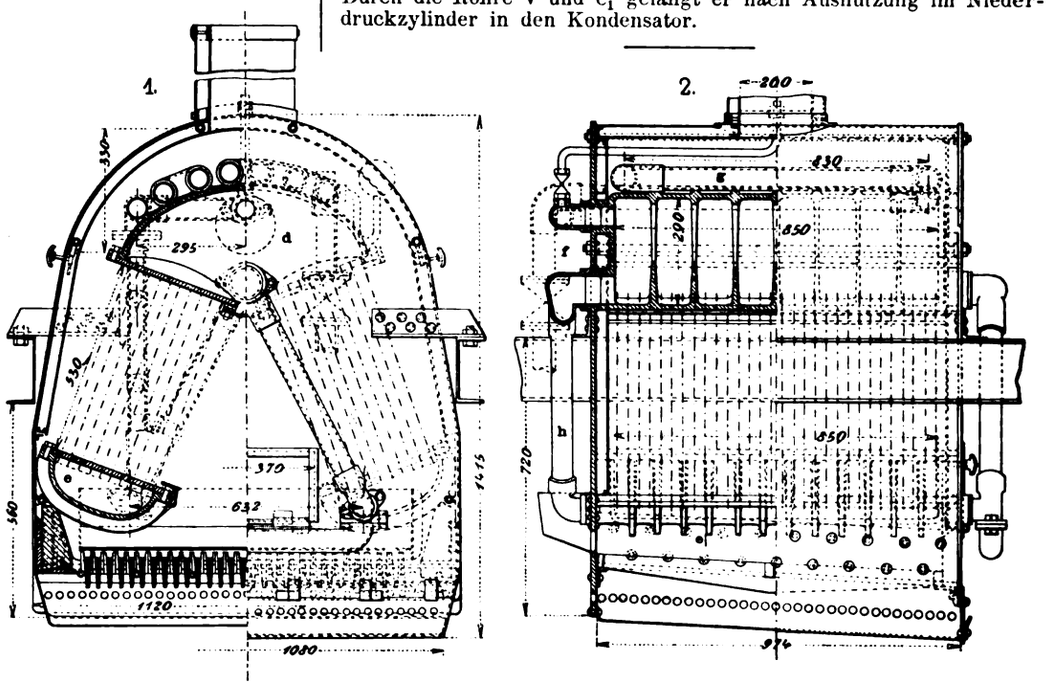


Fig. 263. Z. A.: 5 t-Dampf-Lastautomobil.

und die Bouilleurs sind aus Stahl und durch Rippen verstärkt. Der Dampf entweicht durch den Stutzen f und passiert darauf ein Röhrenbündel g, das oberhalb des Dampfkastens in dem von den heißen Gasen durchlaufenen Raume zwischen Mantel und Kasten gelegen ist. So erhält man trockenen Dampf. An den Stutzen f ist ein Blasrohr angeschlossen. Auf jeder Seite des Kessels befinden sich zwei Umlaufrohre h, eins davon ist mit dem Dampfentnahmerohr f in der Weise verbunden, daß ein Wasserstandsausgleicher entsteht. Der ganze Kessel ist durch einen blechernen Mantel mit Kieselgur-Belag wärmedicht umschlossen.

Die Speisung des Kessels vollzieht sich automatisch mit Hilfe zweier Pumpen, von denen je eine an dem Zylinderkopfe des betreffenden Hochdruckzylinders angeordnet ist. Das Wasser wird in den Kondensator geleitet und fließt von da in den Kessel. Hierbei passiert es ein selbsttätiges Speiseventil l, das so lange offen bleibt, bis der Wasserstand im Kessel seine normale Höhe erreicht hat. Dann schließt sich das Ventil, und das weiter angesaugte Wasser kehrt in den Kondensator zurück. Die wichtigsten Teile der einen Speiseeinrichtung sind in Fig. 10 und 20 detailliert.

Das selbsttätige Speiseventil, Fig. 20, besteht aus einem Zylinder i, in dem sich ein Kolben m bewegt. Der Zylinder kommuniziert am einen Ende mit der Pumpe und am andern mit dem Kessel. Ein Stutzen n seitlich an der Pumpe setzt den Zylinder nochmals mit dem Kessel in Verbindung, damit das angesaugte Wasser tatsächlich in diesen gelangen kann. Am entgegengesetzten Ende der Pumpe ist der Zylinder durch ein Absperrventil l verschlossen, auf das eine im Kolben n untergebrachte Feder drückt. Die Lage des Ventiles ist so beschaffen, daß, wenn der Wasserstand im Kessel das normale Niveau überschritten hat, der Dampf das Ventil l öffnet und so hinter den kleinen Kolben m gelangt. Da jener zusammendrückbar ist, so stellt er sich der Bewegung des Kolbens, durch welche die Öffnung n bei jedem Kolbengang geschlossen oder frei gemacht wird, nicht entgegen. Ist aber das normale Niveau erreicht, so tritt kein Dampf mehr hinter den Kolben ein, sondern Wasser; dieses aber läßt sich nicht zusammendrücken, hält vielmehr den Kolben fest und die Öffnung n bleibt geschlossen. Das angesaugte Wasser kehrt jetzt durch einen sogenannten Überlauf, den Fig. 18 zeigt, wieder in den Kondensator zurück.

Die Motoren sind in ihren wichtigeren Teilen in Fig. 4, 5 und 8—10 der Tafel wiedergegeben, und zwar zeigen Fig. 8—10 die Steuerungsteile auf der Einlaßseite. Diese Teile werden durch Daumen auf der Achse p gesteuert, die selbst wieder durch eine Renoldsche Kette betätigt wird. Der Wechsel in der Bewegung wird mit Hilfe von Helikoidalscheiben durchgeführt. Das Arbeiten mit zweistufiger Expansion wird durch gleichzeitigen Schluß der beiden Ventile t, das den Auslaß des Hochdruckzylinders, und u, das den Einlaß des Niederdruckzylinders betätigt, sicher gestellt. Will man mit Hochdruck in beiden Zylindern arbeiten, so hält man die Ventile t und u offen; der Dampf tritt dann durch die Ventile x auf dem Hochdruckzylinder und die Ventile a_1 auf dem Niederdruckzylinder ein und geht durch die Ventile z und b_1 und die Rohre v und c_1 nach dem Kondensator. Wird währenddessen die Maschine auf zweistufige Expansion umgesteuert, so werden die Ventile t und u geschlossen und der aus dem Hochdruckzylinder entweichende Dampf geht durch das Rohr w und das Ventil e_1 in den Niederdruckzylinder. Er passiert dabei die Ventile a_1 und n_1. Durch die Rohre v und c_1 gelangt er nach Ausnutzung im Niederdruckzylinder in den Kondensator.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Fräsen auf großen Radius.

(Mit Abbildung, Fig. 264.)

Nachdruck verboten.

Wie praktisches Geschick oft auch in schwierigen Fällen einen Ausweg findet und noch dazu mit den einfachsten Mitteln, zeigt die durch Fig. 264 dargestellte Anordnung, die ein Betriebsbeamter in „American Machinist" veröffentlicht. Es handelte sich darum, eine schwalbenschwanzförmige Nut von etwa 1,68 m Radius herzustellen, ohne daß eine entsprechend große Maschine vorhanden war.

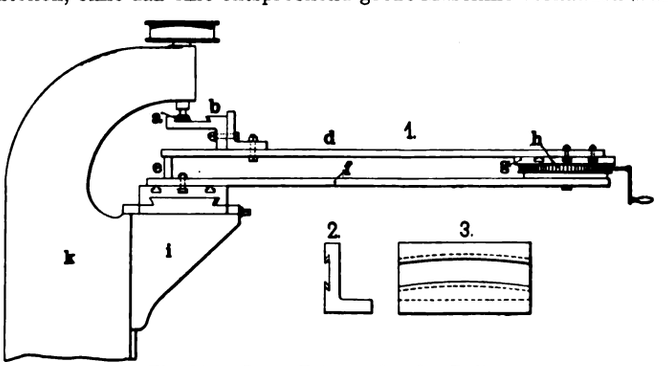


Fig. 264. Z. A.: Fräsen auf großen Radius.

Man befestigte nun eine kräftige Stange f durch Schraubenbolzen sicher auf dem genuteten Aufspanntisch einer Vertikalfräsmaschine k, Fig. 264. Am freien Ende der Stange wurde ein Rundtisch g angebracht, der mittels einer Kurbel von Hand gedreht werden kann. Auf die drehbare, genutete Platte dieses Tisches wurde die Stange d geschraubt, deren anderes Ende auf einen Klotz e gelagert wurde, der so hoch ist, daß die Stange d genau horizontal liegt. An d wurde ein Winkeleisen angeschraubt, an dem wieder das Werkstück b durch Schraubenbolzen befestigt wurde.

Durch Drehen des Rundtisches g wurde das Werkstück b im Bogen unter dem Fräser hingeführt und durch Verschieben des Querschlittens der radiale Vorschub des Werkstückes gewonnen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 17. Begründet von W. H. Uhland. 13. August 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Die neue liegende Bollinckx-Tandem-Heißdampfmaschine.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 41 und Abbildung, Fig. 265.)

Nachdruck verboten.

Die durch ihre, auch an dieser Stelle entsprechend gewürdigte Kolbenventil-Dampfmaschine bekannten Ateliers de Construction H. Bollinckx Société Anonyme in Brüssel führten kürzlich einen neuen Maschinentyp in die Praxis ein, der vor allem durch das Zurückgehen von 200 auf 125 Touren in der Minute gekennzeichnet ist.

Grund für diese an sich ja auffällige Tatsache sind das Bedürfnis der belgischen Industrie und ein entsprechendes Vorgehen bekannter Maschinenbauanstalten des Kontinentes. Dazu kommt die Vereinfachung der Bedienung.

Regulierung und Dampfverteilung des neuen Typs sind nach dem Lentztypus ausgeführt, den ja eine große Anzahl der bedeutendsten Dampfmaschinenbauanstalten bei ihren Typen verwendet. Sie vermeiden den geräuschvollen Schluß der Ventile, die Luftpuffer, Klinken, Stahlsteine usw. Bei der vorliegenden Maschine erfolgt der Schluß stoßfrei in der Weise, daß das Verteilungsorgan ungefähr $1/2$ mm vor dem Sitze nach schnellster Bewegung angehalten und sanft und langsam niedergesetzt wird. Als Bewegungsmechanismus dient ein Daumen, wie ihn Fig. 13, Taf. 41 zeigt. Jede Spindel a_1 der Einlaßorgane a trägt ein Röllchen c, gegen das sich der eigentümlich geformte Daumen d anlegt. Daumen und Rolle sind dauernd in Berührung; wir haben es also mit einer zwangläufigen Steuerung zu tun. Ein Exzenter, das auf einem über die Steuerwelle gesteckten und darauf festen Gleitstück sitzt, betätigt durch die Stange e den Daumen d, untersteht selbst aber dem Einflusse eines Achsenreglers f_1 (Fig. 2 und Abb. 265), der die Stellung des Exzenters entsprechend der jeweiligen Belastung der Maschine ändert. Da Daumen und Rolle dauernd im Eingriff stehen, erfolgt die Bewegungsübertragung und das Aufsetzen der Verteilungsorgane geräuschlos. Ein Vergleich dieser Steuerung mit normalen Wälzhebel- und Klinkensteuerungen zeigt die Einfachheit des neuen Typs. Die kleine Feder c_1 soll die Teile c und d dauernd in Eingriff halten.

Die Verteilungsorgane auf der Einlaßseite haben die Form von Doppelsitzventilen, die auf der Auslaßseite die von Kolbenventilen. Diese Verschiedenheit ergab sich aus dem Umstande, daß Heißdampf als Treibmittel dient, wofür sich das Ventil in seiner heute gebräuchlichen Form allein als geeignetes Verteilungsorgan erwiesen hat, während das Kolbenventil ein vorzügliches Auslaßorgan darstellt.

Die Ventile setzen sich auf eine Sitzfläche im Ventilgehäuse, das selbst wieder einen Teil des gußeisernen Hohldeckels vom Zylinder darstellt. Durch Wegfall der sonst üblichen Ventilsitze will man die damit verbundenen Unbequemlichkeiten vermeiden. Die Ventilspindel führt sich in einer Einsatzbüchse und trägt am Umfange eine Anzahl Ringnuten, in denen sich während des Betriebes ein Gemenge von Öl und Kondenswasser ansammelt, das schmierend und abdichtend wirkt. Ferner bildet das Ventil mit den Flügeln hier auch nicht wie sonst ein Gußstück, sondern Ventilring und Flügel sind selbständige Teile; dadurch vermeidet man die bei den alten Ventilen auftretenden Dilatationen. Diese sind bekanntlich eine Folge des Temperaturwechsels und führen zu sehr ungünstigen Beanspruchungen des Ringes und der Sitzflächen. Die neue Form des Ventiles gestattet schließlich auch den Durchmesser etwas kleiner als beim normalen Ventil zu wählen.

Wenn auch das Kolbenventil den Einwirkungen des Heißdampfes keinen genügenden Widerstand entgegensetzt, so ist es doch als Auslaßorgan vorzüglich zu verwenden. Es wird hier nur mit niederen Temperaturen beansprucht, und der Auspuffdampf enthält die Ölmenge zur Schmierung des Kolbenventiles.

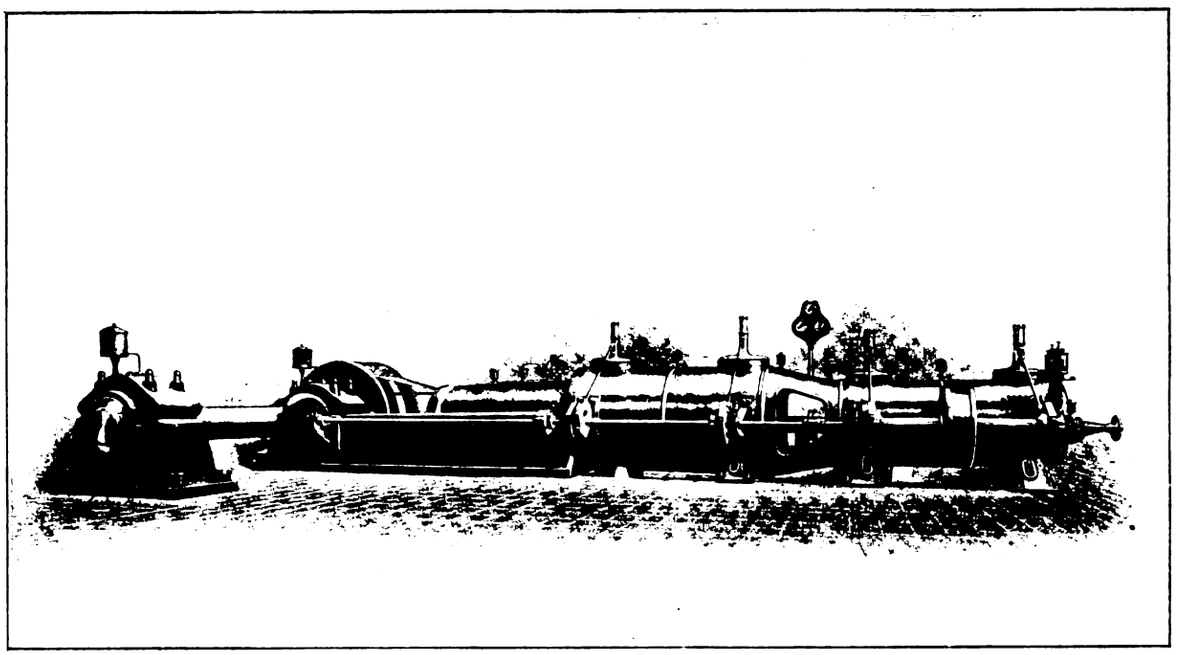


Fig. 265. Die neue liegende Bollinckx-Tandem-Heißdampfmaschine.

Die Firma Bollinckx benutzt für ihre neuen Maschinen das ihr im Jahre 1902 patentierte Kolbenventil mit doppeltem Durchlaß. Dieses erlaubt den im Zylinder auftretenden Unreinheiten unbehinderten Durchfluß, was beim einfachen Ventil nicht der Fall ist, so daß hier das Öl usw. die Sitze verunreinigen und damit den Schluß des Ventils verhindern kann.

Ihre Bewegung erhalten die Kolbenventile b von den Exzentern g auf der Steuerwelle f aus durch Vermittelung der Gestänge $g_1 h_1 h$ und der Ventilspindeln b_1. Die freilaufenden Arme der Hebel h erfassen die Anschläge i, die in die an dieser Stelle zum Führungszylinder ausgebildete Spindel h_1 eingebaut sind, und betätigen diese.

Der Lentzsche Regulator f_1 besteht in der Hauptsache aus zwei Gewichten und einer sie vereinigenden Feder. Daneben sind Übertragungshebel und das Regulatorgehäuse vorhanden.

Die Zylinder ruhen auf Gleitschienen, damit sie sich unbehindert ausdehnen können. Der kleine Zylinder der Heißdampfmaschinen wird ohne, der große mit Dampfmantel geliefert. Ein geteiltes Zwischenstück mit Öffnungen für die Bedienung der Stopfbüchsen (vgl. Fig. 12, Taf. 41) verbindet die beiden einander gegenüber liegenden Deckel der Maschine.

Über die Ausbildung der Stopfbüchsen für die Heißdampfzylinder geben die Fig. 14 u. 16 der Tafel Auskunft. Fig. 15

Digitized by Google

u. 16 zeigen eine Stopfbüchse, deren gußeiserne Ringe w außen mit Plattfedern x aus Stahl von 10 × 1 mm versehen sind, um sie schwebend zu halten. Die Ringe ruhen in den Gußbüchsen v_1 w_1, die durch den Deckel v gegen den gußeisernen Grundring w_2 gepreßt werden. Zwischen den Deckel v und die vordere Büchse v_1 ist ein 3 mm starker Kupferring zur Abdichtung eingeschaltet. Etwa abtropfendes Kondensat kann durch eine Bohrung im Deckel v abfließen.

Die Stopfbüchse Fig. 14 enthält im Querschnitt trapezförmige Weißmetallringe w, die mit Gußringen w_1 von gleichem Querschnitt abwechseln. Die Ringe w haben eingedrehte Schmiernuten und bestehen aus einer Mischung von 74% Blei, 16% Zinn und 10% Antimon.

Die Kreuzköpfe Fig. 10 u. 11, Taf. 41 zeigen achsial durchbohrte Zapfen und Schuhe t. Dem Oberzapfen wird durch eine radiale Bohrung (vgl. Fig. 10) das Schmiermaterial unter Druck zugeführt, das dann an die Lauffläche des oberen Schuhes t und die der Schalen gelangt. Ein Schraubenkeil u gestattet das Nachziehen der Schalen.

Die Pleuelköpfe und Pleuelstangen sind in Fig. 3 bis 6 gezeichnet; sie sind zum Teil geschlossen, zum Teil gesprengte Gabeln.

Der Dampf durchläuft die Maschine in der Weise, daß er aus dem Anlaßventile (vgl. Fig. 1) durch das in Fig. 1 u. 13 sichtbare Y-Rohr in die Kästen der Einlaßventile a des Hochdruckzylinders strömt. Aus den Auslaß-Kolbenventilen der Hochdruckseite geht der Dampf im Rohrstrange l nach den Einlaßventilen in den Deckeln des Niederdruckzylinders und strömt aus diesem durch das Y-Rohr m in den Kondensator, dem im Zylinder n ein Verdichter vorgelagert ist, worin das Kühlwasser mit dem Dampfe zusammengebracht wird. Das Gemenge tritt in den Saugkasten o der Luftpumpe Fig. 1 u. 7 und wird von deren Kolben p in den Druckkasten q befördert, aus dem es durch das Rohrstück q_1 in ein Sieb abfließt. Luft und Dunst entweichen durch den Aufsatz q_2. Die Pumpe p ist doppeltwirkend und wird vom Kurbelzapfen aus durch ein Gestänge r_2 r r_1 angetrieben. Da ihr Kolben p horizontal arbeitet, so bietet sie auch alle Vorteile der liegenden Pumpen.

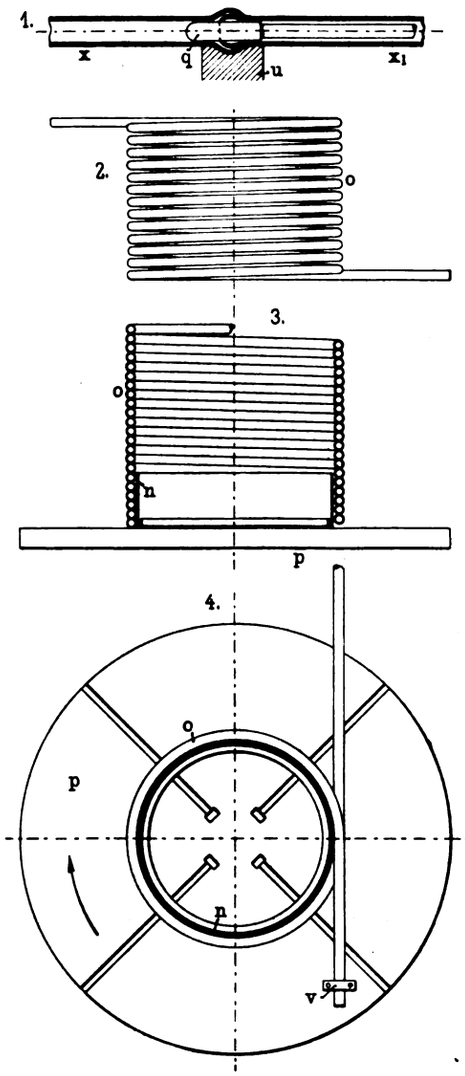


Fig. 266.

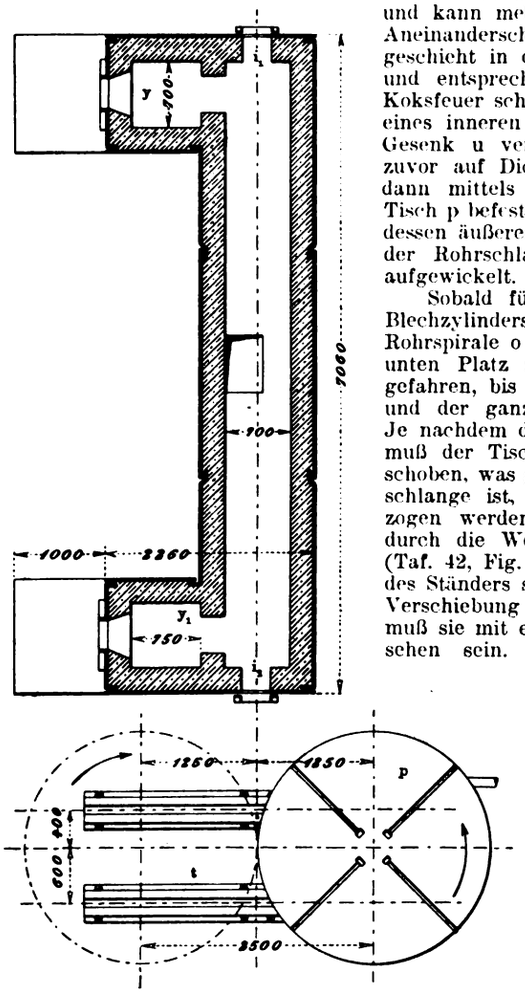


Fig. 267.

Fig. 266 u. 267. Z. A.: Wickelvorrichtung für zylindrische Rohrschlangen.

Wickelvorrichtung für zylindrische Rohrschlangen.

Von Oberingenieur **Carl Wadas** in Wien.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 42 und Abbildungen, Fig. 266 u. 267.)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 42 und durch Textfiguren 266 und 267 veranschaulichte Vorrichtung zum Wickeln zylindrischer Rohrschlangen besteht im wesentlichen aus einem Wärmofen i, den das aufzuwickelnde Rohr zu passieren hat, und einem für Rechts- und Linkswickeln entsprechend verschiebbaren rotierenden Tisch p.

Der Arbeitsvorgang beim Wickeln oder Aufrollen eines Rohres ist kurz folgender: Der Rohrstrang, der eine dem Durchmesser und der Höhe der Rohrschlange entsprechende Gesamtlänge hat, besteht aus mehreren aneinandergeschweißten Rohren und kann mehrere hundert Meter lang werden. Das Aneinanderschweißen der Rohre x, x_1 (Fig. 266, Skz. 1) geschieht in der Weise, daß die Rohrenden geschärft und entsprechend aufgeweitet ineinandergesteckt, im Koksfeuer schweißwarm gemacht und sodann mit Hilfe eines inneren Dornes q aus sehr hartem Material im Gesenk u verschweißt werden. Das eine Ende des zuvor auf Dichtheit geprüften Rohrstranges wird sodann mittels Schelle v (Fig. 266, Skz. 4) an den Tisch p befestigt und auf einen kurzen Blechzylinder n, dessen äußerer Durchmesser der inneren lichten Weite der Rohrschlange entspricht, von oben nach unten aufgewickelt.

Sobald fünf bis sechs Gänge, die der Höhe des Blechzylinders n entsprechen, gerollt sind, wird die Rohrspirale o gehoben, um weiteren Windungen nach unten Platz zu machen, und in dieser Weise fortgefahren, bis die Schlange die verlangte Höhe erreicht und der ganze Rohrstrang den Ofen i passiert hat. Je nachdem die Schlange rechts- oder linksgängig ist, muß der Tisch von Mitte Ofen bis Mitte Tisch verschoben, was gleich dem halben Durchmesser der Rohrschlange ist, und der Rohrstrang aus dem Ofen gezogen werden. Der Antrieb des Tisches p erfolgt durch die Welle w und die gußeiserne Hohlwelle h (Taf. 42, Fig. 12—15). Da die erstere in dem Lager l des Ständers s festgehalten wird (Fig. 3) und bei einer Verschiebung des Tisches diese Bewegung mitmacht, muß sie mit einem entsprechend langen Federkeil versehen sein. Mittels Vorgeleges kann die auf der Hohlwelle h aufgekeilte Stufenscheibe h_1 (Fig. 10 u. 11) ihre Drehungsrichtung der Stellung des Tisches p entsprechend ändern. Die hohle Stahlwelle r wird mittels Kegelräderpaares k k_1, von denen k_1 auf die fest gelagerte Welle r_1 gekeilt ist (Fig. 28), angetrieben und überträgt diese Bewegung durch Stirnrad z auf den mit dem Tisch oder der Planscheibe p fest verbundenen Zahnkranz z_1 (Fig. 1, 30 u. 31).

Unter Umständen, besonders aber beim Biegen von Rohrfassonstücken, ist mit Bezug auf die Ofensohle das Heben oder Senken des Tisches wünschenswert, das durch Drehen der Schraubenspindel a, auf deren oberem Ende der Tisch gelagert ist, erreicht wird (Fig. 1). Der Mitnehmer m, der in einem Lagerhals der Spindel a gehalten wird und andererseits die Hohlwelle r umfaßt, verhindert, daß das Stirnrad z und der Zahnkranz z_1 außer Eingriff kommen. Der maximale Hub des Tisches in vertikalem Sinne beträgt 400 mm, die Verschiebung in horizontaler Richtung maximal 2500 mm (Fig. 27).

Zum Antriebe der beschriebenen Vorrichtung, mit der Rohrschlangen bis 3000 mm Durchmesser und beliebiger Höhe gerollt werden können, sind maximal 12—14 PS erforderlich. Für Brauereizwecke werden allgemein Rohre von 38 mm äuß. Durchm. mit 4 mm Wandstärke verwendet. Da die Rohrwand im Verhältnis zum Durchmesser mit Rücksicht auf Abrosten sehr kräftig ist, wird das Füllen der Rohre, um das Flachdrücken zu verhindern, überflüssig. Es genügt, wenn der Rohrstrang in rotwarmem Zustande aus dem Ofen kommt. Weil die Geschwindigkeit auch für verschiedene Durchmesser annähernd dieselbe sein soll, so ist die Veränderung der normalen Umdrehungszahl der Welle w durch Stufenscheiben h_1 vorgesehen. Rohre von größerem Durchmesser und verhältnismäßig schwacher Wand müssen zum Zwecke des Biegens vorerst mit Sand gefüllt und geklopft werden, da andernfalls ein Flachdrücken verbunden mit Faltenbildung eintreten würde.

Der zum Erwärmen des Rohrstranges erforderliche Ofen i (Taf. 42, Fig. 23—26 u. Textfig. 267) muß, damit das Rohr keine zu geringe Geschwindigkeit erhält, entsprechend lang sein. Erfahrungsgemäß ist eine Länge von ca. 7 m die günstigste. Der

Digitized by Google

Ofen ist zum Verfeuern von minderwertigen Kohlen, Kohlenstaub, Koksabfällen usw. eingerichtet und erhält zu diesem Behufe an den Ofenenden je eine Feuerung ($y\ y_1$) mit Unterwind.

Die mit dieser Vorrichtung gewickelten Rohrschlangen haben genaue zylindrische Form, bilden an den Schweißstellen keine Buckel und verändern ihren ursprünglichen Rohrquerschnitt nicht. Diese Vorteile kommen hauptsächlich dort in Betracht, wo es sich um das Ineinanderstecken mehrerer Rohrschlangen von verschiedenen Durchmessern und gleicher Höhe handelt und an Raum möglichst gespart werden soll.

Um den Schlangen Stabilität und eine bestimmte Steigung zu geben, werden sie mittels Bügelschrauben an Flacheisen befestigt.

Dreiachsiger Motor-Lastzugwagen.

(Mit Abbildung, Fig. 6 in Heft 2.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Für die praktische Verwendbarkeit des in Fig. 6 des 2. Heftes dieser Zeitschrift beschriebenen dreiachsigen Wagens für Lastzüge ist die folgende Eigenheit seiner Konstruktion von größter Bedeutung. Wären alle drei Achsen starr im Rahmen gelagert, so würde, selbst wenn man die üblichen Wagenfedern anbrächte, auf unebener Straße bald die eine, bald die andere Achse sich über dem Boden befinden, und das ganze Wagengewicht würde auf den beiden anderen Achsen ruhen. Man hat deshalb hier die Federn 34, 38, 29 nicht am Chassis befestigt, sondern an ihre Enden Hänger 43 und 44 angelenkt und diese durch ein Hebelwerk derart miteinander verbunden, daß aus den Federn, Hängern und Hebeln ein geschlossenes System gebildet wird. Die Hebel 30, 31, 32, 33 unterstützen das Chassis in den Punkten 34 über den beiden äußeren Federpaaren und in den Punkten 36 und 37 an den beiden Langseiten. Die Enden der Mittelfedern 38 sind durch die Schwingen 39, 40 mit den Hebeln 32, 33 verbunden, deren gemeinsames Gelenk sich bei 41 befindet. Infolge dieser Konstruktion muß sich die Mittelachse beim Fahren über einen Buckel der Straße über die Ebene der beiden anderen Achsen erheben, in einer Wegvertiefung dagegen unter diese Ebene senken.

Damit die Last sich gleichmäßig auf die drei Achsen verteilt, wurden die Gelenke 36 und 37 der Hebel 30 und 31 in ein Drittel der Hebellänge gelegt und ebenso wurden die Gelenke 34 und 35 der Hebel 32 und 33 im Drittel des Abstandes angeordnet, den die bezüglichen Befestigungspunkte der Hänger 43 und 44 von den Schwingen 39 und 40 besitzen.

Jede der beiden Außenachsen ist durch zwei mit den Befestigungskörpern ein Parallelogramm bildende Stangen 22 und 42 mit zwei Punkten des Chassis verbunden. Die beiden Außenachsen sind als Lenkachsen ausgebildet. Die Wagen sind durch Deichseln 26 aneinander gekuppelt, die in der Mitte der Außenachsen bei 34 und 21 angreifen. Jede Drehbewegung der vorderen Lenkachse 20 wirkt durch ein System von Stangen 22 und ein Zahnräderwerk 23 (Skz. 3) in einer solchen Weise auf die hintere Drehachse 21 ein, daß die Verlängerungen der Nabenachsen der vier Lenkräder alle gleichzeitig durch ein und denselben Drehungsmittelpunkt gehen, der auch von der verlängerten Triebachse 8 geschnitten wird.

Der beschriebene Wagen gehört, wie aus vorstehendem hervorgeht, dem Lastenzugsystem an, das, von Frankreich kommend, unter dem Namen „Trains Renard" bekannt geworden ist. Als Vorzüge dieses Systems rühmt man die Verteilung der Last auf mehrere Wagen, so daß jedes Rad nur ein geringes Gewicht zu tragen hat und infolgedessen die Straße nicht aufwühlt. Ferner genügt ein einziger Motor und ein einziger Maschinist zum Führen des ganzen Zuges. Dabei ist man aber nicht, wie bei den aus einem den Antriebmotor tragenden Zugwagen und mehreren von diesem gezogenen Anhängern bestehenden Zügen, davon abhängig, daß die Triebräder des Zugwagens genügende Reibung am Boden finden, die durch sein Gewicht bestimmt ist und ihrerseits wieder die Zahl der Anhänger begrenzt. Gerät bei solchen Zügen der Antriebwagen auf glattes Gelände, so fassen seine Räder nicht, während die Reibung der Anhängerräder nicht nutzbar gemacht wird. Ferner tritt auch hier wieder der bei automobilen Einzellastwagen unvermeidbare Übelstand auf, daß man ein unverhältnismäßig großes Gewicht auf einen einzigen Wagen häufen muß. Auch geraten bei einigermaßen bedeutenden Wegkrümmungen die Anhänger leicht von der Straße ab oder fahren gegen die diese begrenzenden Bäume oder dergl. Solche aus Zugwagen und Anhängern bestehende Züge verlangen also sehr solid gebaute Straßen, die außerdem sehr breit sein, nur geringe Steigungen und sehr große Kurven aufweisen müssen. Solche Schwierigkeiten bereitet der Lastenzug des französischen Obersten Ch. Renard nicht, dessen vorderster Wagen kein Zugwagen ist, sondern sich vor den übrigen Wagen des Zuges nur dadurch auszeichnet, daß er den Antriebsmotor trägt; alle Wagen aber besitzen Triebachsen und sind durch das oben beschriebene Lenksystem instand gesetzt, daß jeder Wagen genau der Spur des Hauptwagens folgen kann. Da die Antriebskraft auf alle Wagen verteilt ist, trägt die Reibung aller Triebräder des Zuges zu seiner Fortbewegung bei, was in der Praxis außerordentliche Vorteile bietet.

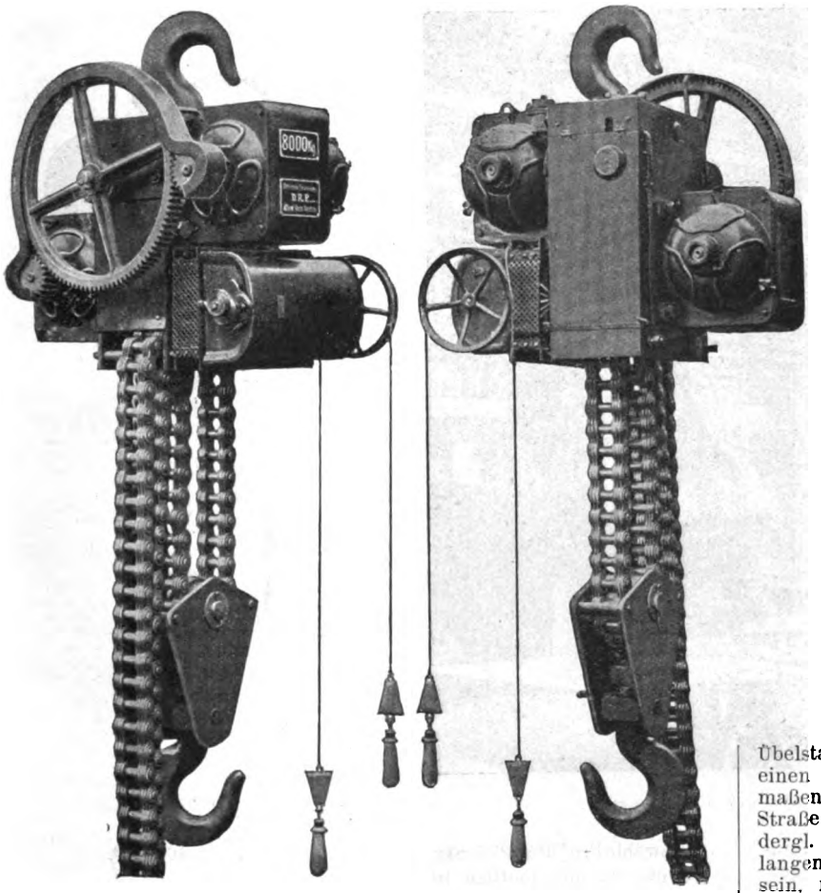


Fig. 268. *Fig. 269.*

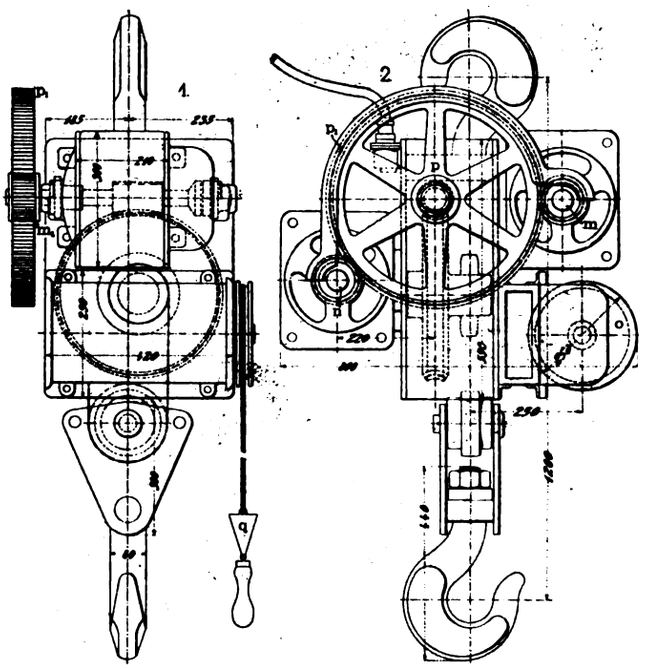


Fig. 270.

Fig. 268—270. Z. A.: Elektrische Flaschenzüge.

Elektrische Flaschenzüge.

(Mit Abbildungen, Fig. 268—272.)

Nachdruck verboten.

Wenn Flaschenzüge mit elektrischem Antrieb bisher in der Praxis keinen rechten Anklang fanden, so liegt das darin begründet, daß die Ausführungen zu kompliziert und schwer waren, und daß außerdem die Bauhöhe in den meisten Fällen fast doppelt so groß war, als bei denen für Handbetrieb.

Frei von diesen Nachteilen ist nun der von der Firma Alfred Gese in Bremen neuerdings ausgeführte elektrische Flaschenzug, der in Fig. 272 dargestellt ist. Der Antriebs-

Digitized by Google

motor ist seitlich angebaut und der obere Lasthaken zwischen Motor und Flaschenzug eingefügt. Durch diesen gedrungenen und kräftigen Zusammenbau wird eine Bauhöhe erreicht, die nicht größer als bei einem Handflaschenzug gleicher Leistung ist. Das Stahlgußgehäuse des Motors ist so ausgebildet, daß es gleichzeitig zur Aufnahme des Flaschenzuges und des Lasthakens dient.

Da der Anlasser auf der andern Seite des Flaschenzuges angebracht ist, hängt der Apparat, ob belastet oder unbelastet, stets wagerecht, und der Aufhängehaken befindet sich gleichzeitig über der Mitte der zu hebenden Last.

Bei Verwendung runder Motoren ergeben sich infolge des weiten Achsenabstandes zu große, im Betriebe hinderliche Zahnraddurchmesser. Es ist deshalb ein in einem besonderen Ringschmierlager gehaltenes Rohhautrad eingefügt; damit wird der Achsenabstand verringert, und die Zahnräder können einen entsprechend kleinen Durchmesser erhalten.

In Fig. 271, die einen solchen Flaschenzug mit rundem Motor und Zwischenrad in Tätigkeit zeigt, ist auch die über Rollen geführte und mit einem Gegengewicht versehene Stromzuführung ersichtlich. Motoren in runder Ausführung werden sowohl für Gleichstrom wie Drehstrom geliefert. Für Gleichstrom werden aber besser eckige, besonders schmal konstruierte Motoren verwendet.

Dann fällt, wie der in Fig. 268 u. 269 in Vorder- und Rückansicht wiedergegebene 2000 kg-Flaschenzug zeigt, der Achsenabstand so gering aus, daß das Zwischenrad fortfallen kann.

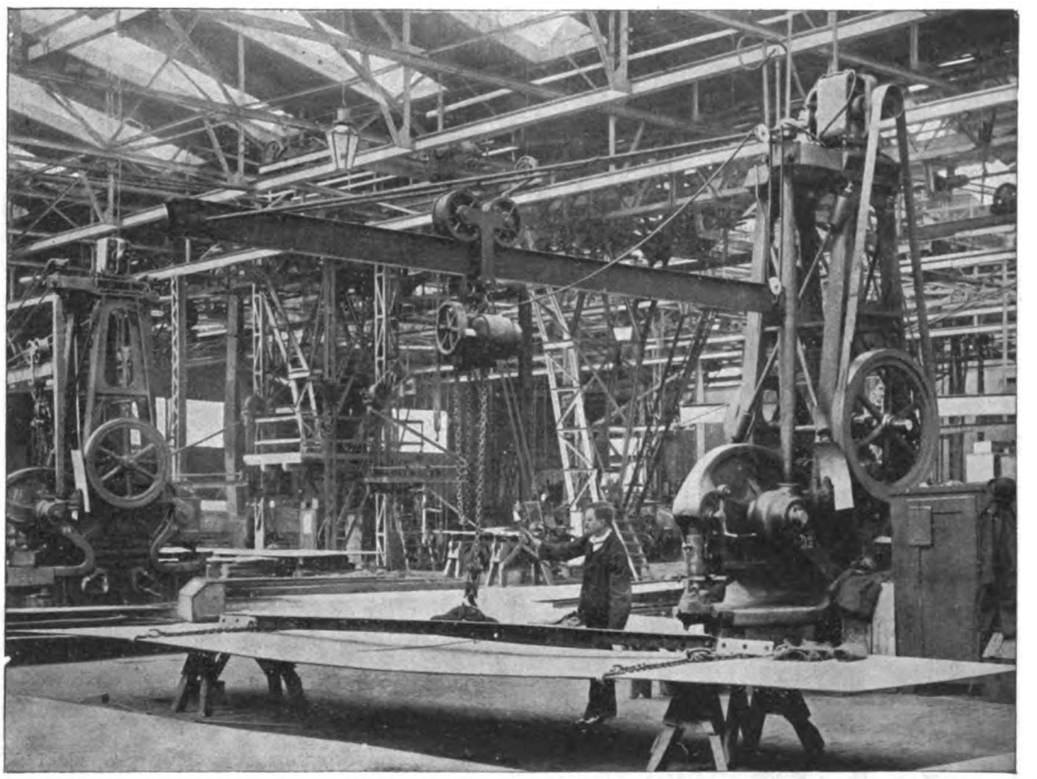


Fig. 271. *Z. A.: Elektrische Flaschenzüge.*

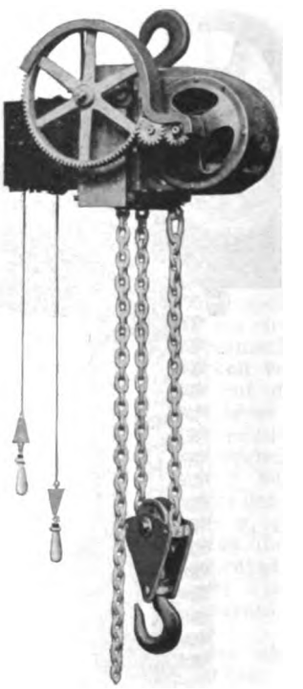


Fig. 272.

Die beschriebenen Einmotorenflaschenzüge werden für Nutzlasten von maximal 5000 kg ausgeführt. Für größere Leistungen würde der Motor auf der einen Seite zu schwer werden und der Zug unbelastet nicht mehr wagerecht hängen. Man ordnet dann, wie der in Fig. 270 veranschaulichte 8000 kg-Flaschenzug erkennen läßt, auf jeder Seite des Zuges einen Motor an. Die Motoren sind in Serien geschaltet und treiben gemeinschaftlich das auf der Schneckenachse befindliche Zahnrad.

Die geschnittene Schnecke läuft in einem Ölbad. Für diese Flaschenzüge werden ausschließlich Gallsche Gelenkketten verwendet (vergl. den 8000 kg-Flaschenzug, den Fig. 270 in Vorder- und Rückansicht zeigt). Der Aufhängehaken muß dann allerdings etwas aus der Mitte des Zuges über der Kettennuß angebracht werden, doch wird die hierdurch veranlaßte geringe Gewichtsverschiebung durch die einseitige Anordnung des Kontrollers wieder ausgeglichen. Die Gewichtsverteilung ist also auch bei Zweimotoren-Flaschenzügen sehr günstig, die Bauhöhe wird nicht größer als bei Handflaschenzügen. Der stärkeren Abnützung wegen verwendet man für den Zusammenbau einen etwas kräftigeren Flaschenzugtyp als bei Handbetrieb; so besitzt z. B. ein elektrischer 8000 kg-Flaschenzug einen Zug für 10 000 kg.

Ihrer geringeren Betriebs- und Unterhaltungskosten wegen dürften die elektrischen Flaschenzüge den mit Druckluft betriebenen, die neben Handflaschenzügen allein in Betracht kommen, bald erfolgreich Konkurrenz machen.

Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Von Ingenieur **R. Dietze** in **Emden.**

(Mit Abbildungen, Fig. 273 u. 274.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Stab D_1. Druckspannung 7,60 t. $J_x = 2 \cdot 26{,}59 = 53{,}18$ cm⁴, $F = 2 \cdot 7{,}91 = 15{,}82$ cm², erford. $J_{min}\ 2 \cdot 7{,}6 \cdot 1{,}7^2 = \backsim 44$ cm⁴.

$$\sigma = \frac{7600}{15{,}82} = 480 \text{ kg/cm}^2.$$

Niete: Sechs einschnittige 16 Durchm.

$$\sigma_a = \frac{7600}{6 \cdot 2} = 633 \text{ kg/cm}^2. \quad \sigma_l = \frac{7600}{6 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}7} = 1130 \text{ kg/cm}^2.$$

Für die übrigen Diagonalen sind dieselben Winkel beibehalten.

Stab D_4 wird mit 4 einschnittigen Nieten von 16 mm Durchm. angeschlossen. Zugspannung 6,70 t.

$$\sigma_a = \frac{6700}{4{,}2} = 838 \text{ kg/cm}^2, \quad \sigma_l = \frac{6700}{4 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}7} = 1495 \text{ kg/cm}^2.$$

Stab V_1. $S = 0{,}21$ t. ⌜⌝ $50 \cdot 50 \cdot 6$. erf. $J_{min}\ 2 \cdot 0{,}21 \cdot 1{,}5^2 = 0{,}9$ cm⁴. J vorhanden $= 2 \cdot 13{,}1 = 26{,}2$ cm⁴, $F = 2 \cdot 5{,}64 = 11{,}28$ cm²,

$$\sigma = \frac{210}{11{,}28} = \backsim 20 \text{ kg/cm}^2.$$

Stab V_2. Druckspannung 10,51 t. erf. $J_{min}\ 2 \cdot 10{,}51 \cdot 1{,}5^2 = \backsim 47{,}25$ cm⁴.

Gewählt Prof. Fig. 273, Skz. 3 mit $J_{min} = 4 \cdot 116{,}75 = 466$ cm⁴.

Niete: 12 einschnittige 16 Durchm.

$$\sigma_a = \frac{10510}{12 \cdot 2} = \backsim 438 \text{ kg/cm}^2. \quad \sigma_l = \frac{10510}{12 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}8} = \backsim 683 \text{ kg/cm}^2.$$

Berechnung der Hauptsäulen für die volle Längsfachwand.

Vertikale Belastung der Säule (Fig. 241, Skz. 2) durch das Mitteldach (vergl. Seite 123, Heft 15) $P_{max} = 8{,}00$ t. Vertikale Belastung der Säule durch das Seitendach (nach Seite 122, Heft 15) 2680 + 1335 = 4,015 t. $\Sigma P = 8{,}00 + 4{,}015 = 12{,}015$ t einschl. Eigengewicht und Belastung durch die Fachwand rund 14,5 t.

Die vom Wind getroffene Fläche beträgt: $4 \cdot 5{,}07 = 20{,}28$ m². $P_w = 20{,}28 \cdot 150 = 3{,}08$ t. $R_1 = \frac{3{,}08 \cdot 6{,}8}{8{,}8} = 2{,}38$ t. Profil der Säule Diff. 24 B. $W_1 = 855$ cm³, $F = 96{,}8$ cm².

$$\sigma = \frac{14500}{96{,}8} + \frac{700 \cdot 680}{855} = \backsim 707 \text{ kg/cm}^2.$$

Mit Rücksicht auf etwa später anzubringende Maschinenteile (Lager usw.) wurden die Säulen für diese geringe Spannung dimensioniert.

Torsäulen für das Mitteltor (Fig. 273, Skz. 1).

Für die Doppelsäule beträgt die Vertikalbelastung rund 7000 kg, die Windangriffsfläche: $10{,}2 \cdot 5 = 51$ m², der Winddruck: $W = 51 \cdot 150 = 7650$ kg. Gewählt sind: I-NP 32 mit $F = 77{,}7$ cm². $W_1 = 781$ cm³.

Digitized by Google

Es ergibt sich die Maximalspannung zu:

$$\sigma = \frac{1}{2}\left\{\frac{7000}{77{,}7} + \frac{7650 \cdot 1020}{8 \cdot 781}\right\} = 45 + 625 = 670 \text{ kg/cm}^2.$$

Durchbiegung: $f\,\text{cm} = \frac{10 \cdot 625 \cdot 1020^2}{48 \cdot 2150000 \cdot 32} = 2{,}03$ cm, $\frac{f}{l} = \frac{2{,}03}{1020} =$ rund $\frac{1}{500}$, wobei die im günstigen Sinne wirkende Einspannung am Fuße nicht berücksichtigt ist.

Das Profil I-32 ist für die sechs Säulen der Mittelhalle beibehalten.

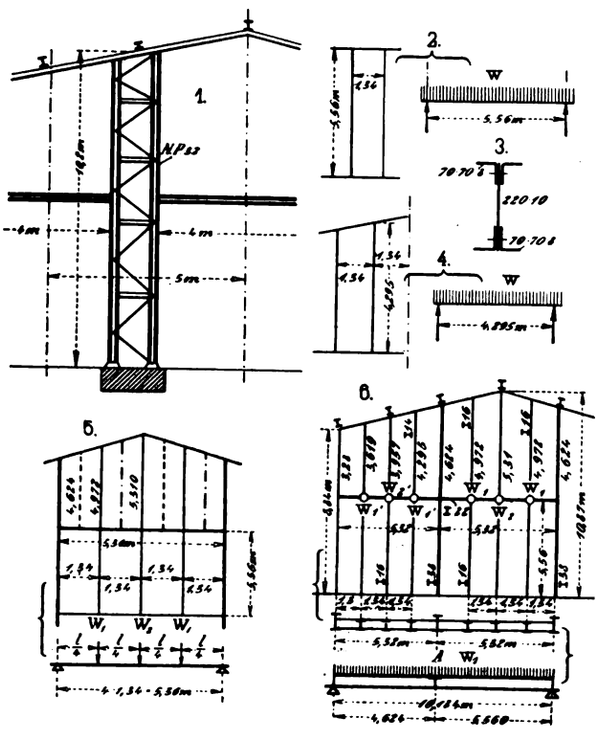


Fig. 273. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

$$\frac{f}{l} = \frac{12{,}4}{5560} = \backsim \frac{1}{450}.$$

II. Obere Ausfüllungsstiele (Fig. 273, Skz. 4.)

a) Mittleres Feld. Gewählt sind I-NP 16. Die Windangriffsfläche ist kleiner als unter I, daher auch die Beanspruchung $\sigma < 663$ kg/cm².

b) Seitenfelder. $W = 150 \cdot (1{,}34 \cdot 4{,}295) = 863$ kg.

Biegungsmoment: $\mathfrak{M} = \frac{8{,}63}{8} \cdot 429{,}5 = 10^4 \cdot 4{,}64$ cm/kg.

Für H NP 14 mit $F = 18{,}2$ cm²; $\mathfrak{W} = 81{,}7$ cm³ und $g = 14{,}29$ kg/m ist $\sigma = \frac{10^4 \cdot 4{,}64}{10^2 \cdot 0{,}817} = 568$ kg/cm².

Durchbiegung: $f = \frac{568}{10{,}3} \cdot \frac{4{,}295^2}{140} = 7{,}3$ mm. $\frac{f}{l} = \frac{7{,}3}{4{,}295} = \frac{1}{590}$.

3. Querriegel des Mittelfeldes: (Fig. 273, Skz. 5.)

$$W_1 = \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 1{,}34 \cdot (5{,}560 + 4{,}972) = 1055 \text{ kg}.$$

$$W_2 = \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 1{,}34 \cdot (5{,}560 + 5{,}310 - 60) = 1085 \text{ kg}.$$

Biegungsmoment: $M = \left(1056 + \frac{1085}{2}\right) \cdot 268 - 1055 \cdot 134$

$= \backsim 283400$ kg/cm.

Für H NP 22 mit $F = 39{,}5$ cm²; $\mathfrak{W} = 278$ cm³; $g = 31{,}01$ kg/m ist: $\sigma = \frac{283400}{278} = \backsim 1020$ kg/cm².

Durchbiegung: $f = \frac{1020}{10{,}3} \cdot \frac{536^2}{220} = \backsim 1{,}3$ mm. $\frac{f}{l} = \frac{13}{5360} = \frac{1}{420}$.

4. Querriegel der Seitenfelder: Gewählt sind wieder I-NP 22. Die Belastung ist kleiner als vorher, darum nur auch $\sigma < 1020$ kg/cm².

5. Hauptstiele (Fig. 274, Skz. 4):

$W_1 = 1055$; $W_2 = 1085$,

$$W_1' = \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 1{,}34 \cdot (5{,}560 + 4{,}295) = 990 \text{ kg},$$

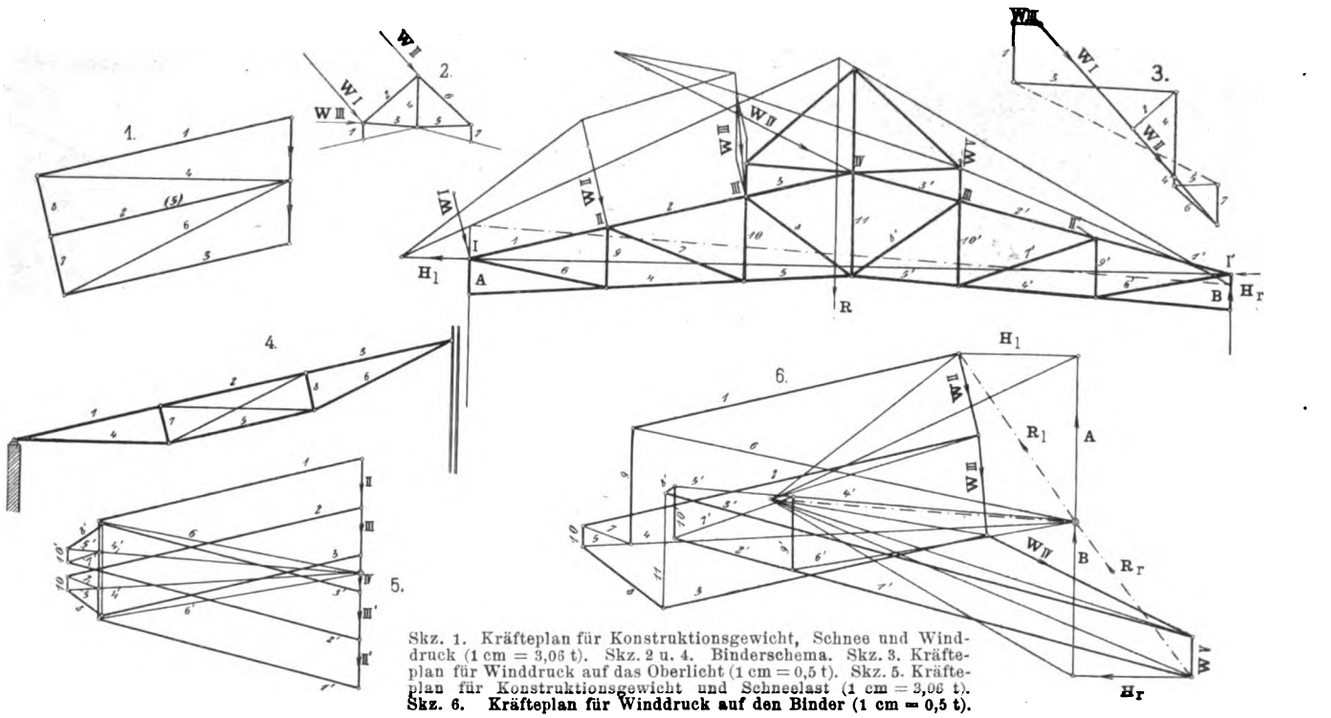
$$W_2'' = \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 1{,}34 \cdot (5{,}560 + 3{,}957) = 960 \text{ kg},$$

$$W_1'' = \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 1{,}34 \cdot (5{,}56 + 3{,}619) = 930 \text{ kg},$$

somit $A = 1055 + \frac{1085}{2} + \frac{990 \cdot 3}{4} + \frac{960}{2} + \frac{930}{4}$,

$= 1055 + 5{,}43 + 740 + 480 + 232 = 3050$ kg.

$W = 150 \cdot 1{,}34 \cdot (5{,}560 + 4{,}624) = 2050$ kg.



Skz. 1. Kräfteplan für Konstruktionsgewicht, Schnee und Winddruck (1 cm = 3,06 t). Skz. 2 u. 4. Binderschema. Skz. 3. Kräfteplan für Winddruck auf das Oberlicht (1 cm = 0,5 t). Skz. 5. Kräfteplan für Konstruktionsgewicht und Schneelast (1 cm = 3,06 t). Skz. 6. Kräfteplan für Winddruck auf den Binder (1 cm = 0,5 t).

Fig. 274. Z. A.: Eisenkonstruktion einer Reparaturwerkstätte.

Berechnung der Eisenkonstruktion der Rückwand.

I. Untere Ausfüllungsstiele (Fig. 273, Skz. 2).

Winddruck: $W = 150 \cdot (1{,}34 \cdot 5{,}56) = 1117$ kg,

Biegungsmoment: $\mathfrak{M} = \frac{1117 \text{ kg}}{8} \cdot 556 \text{ cm} = \underline{10^4 \cdot 7{,}76 \text{ cm/kg}}$.

Für H NP 16 mit $F = 22{,}8$ cm²; $\mathfrak{W} = 117$ cm³ und $g = 17{,}90$ kg/m ist: $\sigma = \frac{10^4 \cdot 7{,}76}{10^2 \cdot 1{,}17} = \underline{663 \text{ kg/cm}^2}$.

Durchbiegung: $f = \frac{K_b^{\text{kg/cm}^2}}{10{,}3} \cdot \frac{l^{2\,\text{m}}}{h^{\text{mm}}} = \frac{663}{10{,}3} \cdot \frac{5{,}56^2}{160} = 12{,}4$ mm.

Biegungsmoment:

$$\mathfrak{M} = 3050 \cdot \frac{462{,}4 \cdot 556{,}0}{1018{,}4} + 2050 \cdot \frac{1018{,}4}{8} = 1030785 \text{ kg/cm}.$$

Für H NP 38 mit $F = 107{,}0$ cm²; $\mathfrak{W} = 1262$ cm³; $g = 84{,}0$ kg/cm ist: $\sigma = \frac{1030785}{1262} = 817$ kg/cm².

Durchbiegung: $f = \frac{818}{10{,}3} \cdot \frac{10{,}184^2}{380} = 22$ mm. $\frac{f}{l} = \frac{22}{10184} = \frac{1}{465}$.

Die Normalkräfte, die in den berechneten Querschnitten wirken, erhöhen die Spannung ganz unbedeutend, die Durchbiegung vermehren sie überhaupt nicht.

Digitized by Google

Einphasen-Wechselstrom-Lokomotive.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 43 und Abbildung, Fig. 275.)

Nachdruck verboten.

Eine Einphasen-Wechselstrom-Lokomotive, die von den Siemens-Schuckert-Werken in Berlin für die schwedische Staatsbahn geliefert wurde, ist in den Fig. 1, 2 und 3 der Tafel 43 in Seitenansicht, Grundriß und Vorderansicht dargestellt. Das Betriebsgewicht der dreiachsigen Lokomotive, die Textfig. 275 an der Spitze des Zuges zeigt, beträgt 45 t, die normale Geschwindigkeit auf ebener Strecke 45 km. Der in der Oberleitung zugeführte Einphasenstrom von 20 000 Volt Spannung wird durch 2 Aluminiumschleifbügel abgenommen, die federnd gegen die Leitung gedrückt werden, und deren jeder an ein Gestell auf dem Dach der Lokomotive angelenkt ist (Fig. 4). Mittels Zugkette können die Bügel vom Führerstande aus vom Draht abgezogen werden. In einem Ölumformer g wird der Strom auf Betriebsspannung transformiert (vgl. das Schaltbild Fig. 6). Die Primärwicklung des Transformators umfaßt 8 Spulen, die untereinander parallel oder in Reihe geschaltet werden können, entsprechend Spannungen, die von 5000 bis 20 000 Volt in Stufen von je 2500 Volt steigen. Die Sekundärwicklung des Umformers ist so unterteilt, daß man Spannungen von 160 Volt immer um 20 Volt steigend bis 320 Volt erhalten kann. Mit diesen Spannungsstufen laufen die Hauptmotoren a_1, a_2 und a_3, die als Reihenschlußmotoren ausgebildet sind und je 110 PS leisten können. Der Durchmesser der Räder, von denen das vordere Paar mit Sandstreuern versehen ist, beträgt 1100 mm.

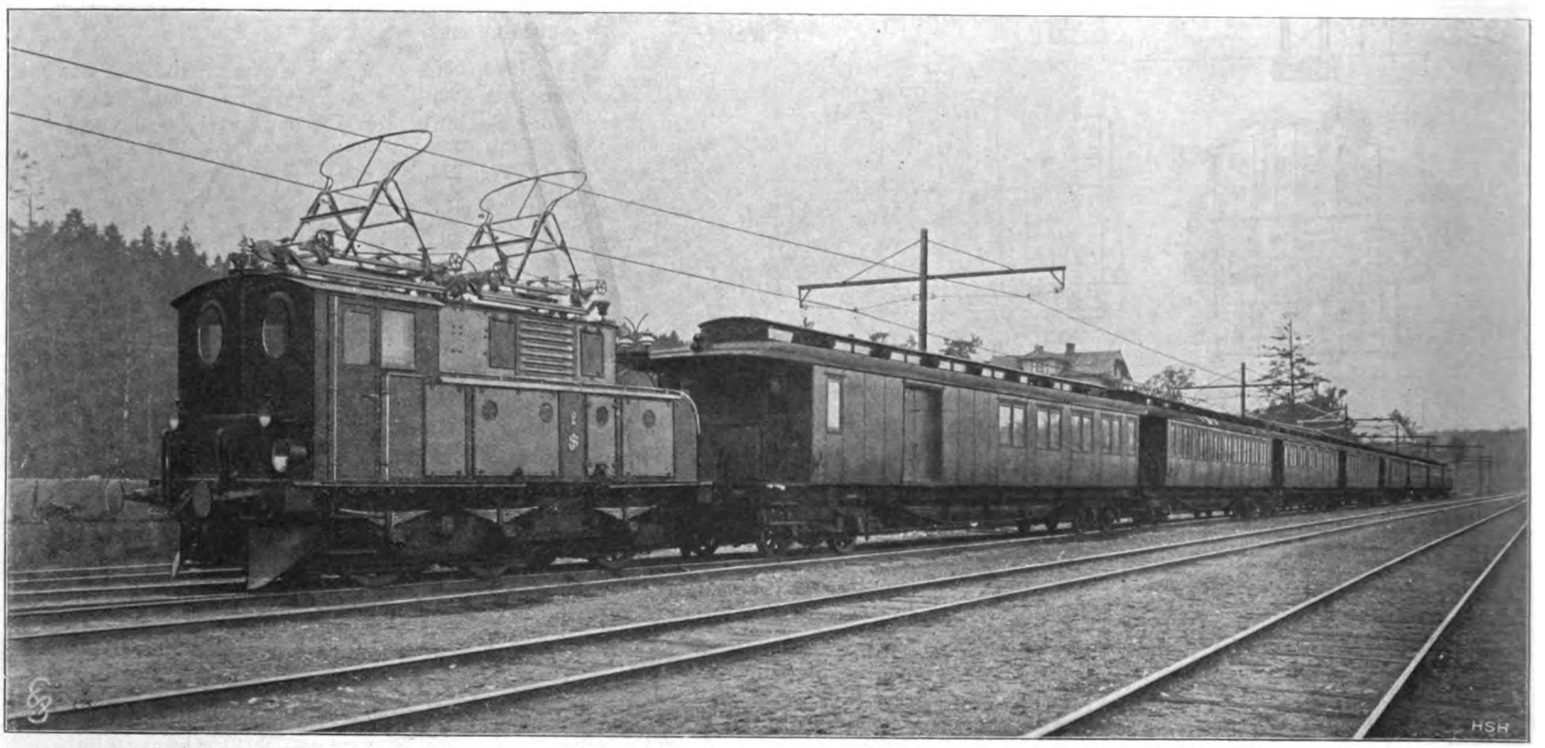


Fig. 275. Einphasen-Wechselstrom-Lokomotive.

Eine 120 Volt-Leitung führt den Strom für Beleuchtung und Heizung. Es sind noch zwei Hilfsmotoren b_1 und b_2 (ebenfalls Reihenschlußmotoren) vorhanden, die aus einer 240 Volt-Leitung gespeist werden. Der Motor b_1, der 7 PS leistet, treibt einen Ventilator, eine Ölpumpe und eine Druckluftpumpe. Der Ventilator dient zur Kühlung der Motoren, die Ölpumpe zur Kühlung des Umformers. Sie nimmt nämlich Öl aus dem Transformator und treibt es durch eine Kühlschlange wieder dorthin zurück. Der Motor b_2 vermittelt den Antrieb der Luftsaugpumpe für die Vakuumbremse.

Auf dem Schaltungsbild ist der Bremsschalter mit m, der Fahrtrichtungsschalter mit c, der Fahrschalter mit d bezeichnet. Bei dem Fahrschalter sind die gleichschraffierten Flächen untereinander verbunden. Die Bildung von Lichtbogen an den Kontaktstellen wird durch einen magnetischen Funkenlöscher e verhindert. Mit f ist eine Blitzschutzvorrichtung, mit h eine Überspannungsschutzvorrichtung, mit i eine Überspannungssicherung für den Umformer bezeichnet. k und k_1 sind zwei Hochspannungsausschalter. Zur Verhütung von Überlastung ist ein selbsttätiger Hochspannungsausschalter mit dem Relais l_1, der Batterie l_2 und der Auslösevorrichtung l_3 vorgesehen.

Berechnung der gekröpften Welle

einer Kesselspeisepumpe.

Von Ingenieur **Meller** in **Hildburghausen.**

(Mit Abbildungen, Fig. 276—280.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

2. Die Biegemomente in den Zapfenmitten (Fig. 276, Skz. 2). Für den Querschnitt II wie bei der 90°-Stellung

$$M_{b_{II}} = 2980 \text{ cmkg}.$$

Für den Querschnitt V.

$$M_{V_v} = 193 \cdot 34 - 306 \cdot 24 = -810 \text{ cmkg},$$

$$M_{V_h} = 38800 \text{ cmkg wie bei der } 90^0\text{-Stellung},$$

$$M_{b_V} = \sqrt{810^2 + 38800^2} = 38800 \text{ cmkg},$$

für den Querschnitt VII wie bei der 90°-Stellung

$$M_{b_{VII}} = 3500 \text{ cmkg}.$$

3. Drehmomente.

In der Totlage ist nur ein Moment in die Pumpe einzuleiten, das die inneren Bewegungswiderstände in ihr zu überwinden hat. Dieses Moment ist aber so gering, daß man es vernachlässigen kann, so daß das ganze von dem Zahnrad eingeleitete Moment dem Schwungrad zur Aufspeicherung zugeleitet wird.

Es ist also in der Totlage: $M_{t_r} = M_{t_l} = 16200$ cmkg.

Das Drehmoment des Kurbelzapfens berechnet sich zu:

$$M_{t_{VII}} = Z \cdot H - z \cdot h + (Z_v - G_v) \cdot r - A_v \cdot r,$$

$$\text{also: } M_{t_{VII}} = Z \cdot R + (Z_v - G_v - A_v) \cdot r = 36045 - 113 \cdot 15,$$

$$= 16200 - 1695 = 14505 \text{ cmkg}.$$

4. Die ideellen Biegemomente (Fig. 276, Skz. 1):

$M_{b_{i_{II}}}$ wie bei der 90°-Stellung $M_{b_{i_{II}}} = 11320$ cmkg,

$$M_{b_{i_V}} = \frac{3}{8} \cdot 38800 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{38800^2 + 14505^2} = 14550 + 25800$$

$$= 40350 \text{ cmkg},$$

$$M_{b_{i_{VII}}} = \frac{3}{8} \cdot 3500 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{3500^2 + 16200^2} = 1310 + 10350$$

$$= 11660 \text{ cmkg}.$$

Hiernach wäre nur der Kurbelzapfen nachzurechnen, und es ergibt sich eine Beanspruchung:

$$\sigma = \frac{M_i}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} = \frac{40350}{0{,}1 \cdot 9{,}5^3} = 498 \text{ kg/qcm},$$

die den zulässigen Wert von 500 kg/qcm nicht überschreiten.

5. Armnachrechnung.

a) Querschnitt IV (Fig. 279, Skz. 1).

α) Biegung um die x-Achse:

$$M_{IV_x} = 228 \cdot 25{,}5 + 1289 \cdot 15{,}5 = 25920 \text{ cmkg}.$$

Digitized by Google

β) Biegung um die y-Achse:

$$M_{IV_y} = 360 \cdot 45 \cdot = 16200 \text{ cmkg}.$$

γ) Drehung:

$$M_{IV_t} = 193 \cdot 25{,}5 - 306 \cdot 15{,}5 = 4920 - 4740 = 180 \text{ cmkg},$$

also werden:

$$M_{IV_{l_x}} = \frac{3}{8} \cdot 25920 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{25920^2 + (1{,}5 \cdot 180)^2} = 25925 \text{ cmkg},$$

$$M_{IV_{l_y}} = \frac{3}{8} \cdot 16200 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{16200^2 + (1{,}5 \cdot 180)^2} = 16205 \text{ cmkg}.$$

b) Querschnitt IVa (Fig. 279, Skz. 2).

α) Biegung um die x-Achse:

$$M_{IV_{a_x}} = 228 \cdot 25{,}5 + 1289 \cdot 15{,}5 = 25920 \text{ cmkg}.$$

β) Biegung um die y-Achse:

$$M_{IV_{a_y}} = Z \cdot H - z \cdot h + 193 \cdot 15 - 306 \cdot 15 = 360 \cdot 45 - 113 \cdot 15$$
$$= 16200 - 1695 = 14505 \text{ cmkg}.$$

γ) Drehung:

$$M_{IV_{a_t}} = 193 \cdot 25{,}5 - 306 \cdot 15{,}5 = 180 \text{ cmkg};$$

also werden:

$$M_{IV_{a_{l_x}}} = \frac{3}{8} \cdot 25920 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{25920^2 + (1{,}5 \cdot 180)^2} = 25925 \text{ cmkg},$$

$$M_{IV_{a_{l_y}}} = \frac{3}{8} \cdot 14505 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{14505^2 + (1{,}5 \cdot 180)^2} = 14510 \text{ cmkg}.$$

γ) Drehung: $M_{VI_{a_t}} = 350 \cdot 25{,}5 - 463 \cdot 15{,}5 = 1640$ cmkg,

also werden:

$$M_{VI_{a_{l_x}}} = \frac{3}{8} \cdot 25000 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{25000^2 + (1{,}5 \cdot 1640)^2} = 25100 \text{ cmkg},$$

$$M_{VI_{a_{l_y}}} = \frac{3}{8} \cdot 14505 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{14505^2 + (1{,}5 \cdot 1640)^2} = 5440 + 9200$$
$$= 14640 \text{ cmkg}.$$

Die größten ideellen Biegemomente für die Arme sind also:

$$M_{i_y} = 16320 \text{ cmkg} \text{ und } M_{i_x} = 25925 \text{ cmkg},$$

die beide kleiner sind als bei der 90°-Stellung, weshalb keine Nachrechnung der Arme notwendig ist.

g) Die zeichnerische Ermittlung der Abmessungen.

1. 90° Stellung (obere Figur *), Zeichenebene = Vertikalebene).

α) Die runden Teile.

a) Die Biegemomente.

Zunächst wurden die Biegemomentenflächen in den beiden Ebenen mit Hilfe des Kräfte- und Seilpolygons ermittelt und ihre Ordinaten von den horizontalen Achsen der beanspruchten Teile aus aufgetragen. Dabei wurden die Ebenen sowohl durch eine besondere Strichart (Vertikalebene ——, Horizontalebene - - - - -) als auch dadurch gekennzeichnet, daß ihre Achsen (zu ihren Ebenen lotrechte Geraden) eingetragen wurden (Drehmomente ▬, Horizontalebene |, Vertikalebene o, weil die Achse hierfür senkrecht zur Zeichenebene steht). Gleichzeitig konnten dabei mit Hilfe der Schlußlinien s (Verbindungslinien der Schnittpunkte der beiden äußersten Seillinien mit den Lagerreaktionen) die Lagerreaktionen in den beiden Ebenen ermittelt werden.

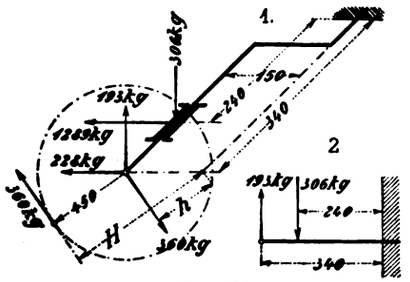


Fig. 276.

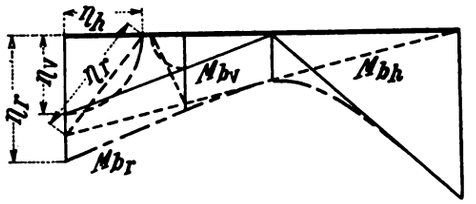


Fig. 277.

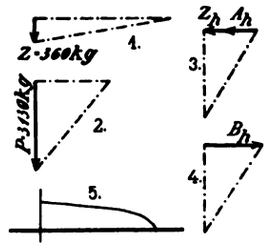


Fig. 278.

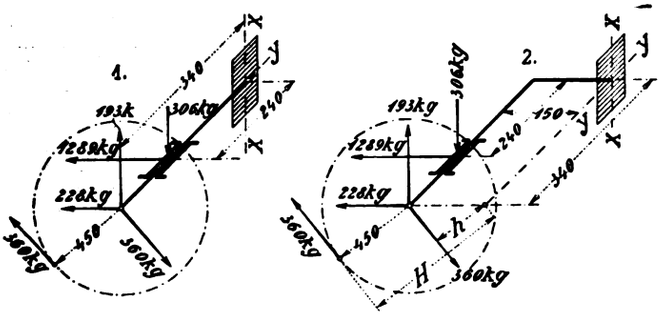


Fig. 279.

Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle.

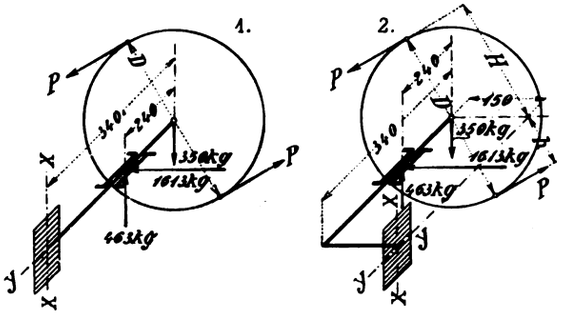


Fig. 280.

c) Querschnitt VI (Fig. 280, Skz. 1).

α) Biegung um die x-Achse:

$$M_{VI_x} = 1613 \cdot 15{,}5 = 25000 \text{ cmkg}.$$

β) Biegung um die y-Achse:

$M_{VI_y} = P \cdot D$, d. i. das vom Schwungrad aufzunehmende Drehmoment, das auf die Welle dem eingeleiteten entgegendrehend wirkt.

Also ist: $M_{VI_y} = 16200$ cmkg.

γ) Drehung:

$$M_{VI_t} = 350 \cdot 25{,}5 - 463 \cdot 15{,}5 = 8920 - 7280 = 1640 \text{ cmkg};$$

also werden:

$$M_{VI_{l_x}} = \frac{3}{8} \cdot 25000 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{25000^2 + (1{,}5 \cdot 1640)^2} = 9380 + 15720$$
$$= 25100 \text{ cmkg},$$

$$M_{VI_{l_y}} = \frac{3}{8} \cdot 16200 + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{16200^2 + (1{,}5 \cdot 1640)^2} = 6090 + 10230$$
$$= 16320 \text{ cmkg}.$$

d) Querschnitt VIa (Fig. 280, Skz. 2).

α) Biegung um die x-Achse:

$$M_{VI_{a_x}} = 1613 \cdot 15{,}5 = 25000 \text{ cmkg}.$$

β) Biegung um die y-Achse:

$$M_{VI_{a_y}} = -P \cdot H - P \cdot h - 350 \cdot 15 + 463 \cdot 15 = -P \cdot D + 113 \cdot 15,$$

oder: $M_{VI_{a_y}} = -16200 + 113 \cdot 15 = -16200 + 1695 = -14505$ cmkg.

Sodann wurden die zueinander lotrecht stehenden Biegemomente (horizontale und vertikale) zu resultierenden Biegemomenten vereinigt, wie in Fig. 277 gezeigt ist. Die Ordinaten dieser Fläche liegen nun in Wirklichkeit nicht in einer Ebene, was aber auf die Ermittlung der Abmessungen ohne Einfluß ist. In übereinstimmender Weise wurden A_v und A_h sowie B_v und B_h zu A und B vereinigt.

b) Die Drehmomente (—·—·—·—·—).

Da $M_{t_l} = Z \cdot R$ ist, so wurde es zeichnerisch dadurch ermittelt, daß man sich einen eingespannten Freiträger von 450 mm = R Länge dachte, und dessen Biegemoment an der Einspannstelle mit Hilfe des Kräfte- und Seilpolygons ermittelte (Skz. 1, Fig. 278).

Da $M_{t_r} = M_t - M_{t_l}$, $M_t = P \cdot r$ ist, so wurde wieder ein eingespannter Hilfsträger, diesmal aber von r = 150 mm Länge angenommen und dessen Biegemoment an der Einspannstelle mit Hilfe des Kräfte- und Seilpolygons (Fig. 278, Skz. 2) ermittelt und davon M_{t_l} zeichnerisch subtrahiert.

Das Drehmoment M_{t_k} für den Kurbelzapfen entwickelte sich aus dem Drehmoment M_{t_l} durch Subtraktion von $(A_h + Z_h) \cdot r$ bezw. aus M_{t_r} durch Subtraktion von $B_h \cdot r$, diese Subtrahenten wurden wieder als Einspannmomente eines r = 150 mm langen, diesmal lotrechten Freiträgers durch Kräfte- und Seilpolygon (Fig. 278, Skz. 3 bezw. Skz. 4) ermittelt. (Schluß folgt.)

*) Vgl. dazu das Bild der ausgeführten Welle in der nächsten Nummer dieser Zeitschrift.

Digitized by Google

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Dampfkessel-Speiseregler,

System Stein.

(Mit Abbildung, Fig. 281.)

Nachdruck verboten.

Der Dampfkessel-Speiseregler dient der selbsttätigen Regelung des Speisewasserzuflusses; er stellt die Speiseeinrichtungen an, sobald der Wasserstand im Kessel unter die normale Höhe gesunken ist, und setzt sie still, sobald er sie wieder erreicht hat. Auf diese Weise wird die Wartung der Speiseeinrichtungen unabhängig vom guten Willen des Heizers gemacht, und, was für den Betrieb ganz besonders wichtig ist, die Verdampfung vergleichmäßigt sich. Voraussetzung für beides ist allerdings regelmäßiges Arbeiten des Reglers — daran aber fehlt es eben sehr oft! Die Konstrukteure wissen das, und nur so ist es zu erklären, daß fortgesetzt Neuerungen an solchen Apparaten auftauchen.

Der von der Maschinen- und Armaturen-Fabrik Schumann & Co. in Leipzig-Plagwitz nach Patent Stein gebaute Dampfkessel-Speiseregler beruht im wesentlichen darauf, daß an einem Apparate, Fig. 281, zwei hängende Wassersäulen vorhanden sind, von denen die eine bis zum normalen Wasserstande, die andere wesentlich tiefer herabreicht und die beide sich an einem Kolben, der in Fig. 281 im oberen Teile sichtbar ist, das Gleichgewicht halten, solange der Wasserstand im Kessel hoch genug ist. Der Regler selbst ist in Fig. 281 teilweise im Schnitt dargestellt. Man hat sich den an die halbkugelige Haube des Apparates angeschlossenen Rohrstrang bis zum Niveau des normalen Wasserstandes im Kessel geführt zu denken. An den Stutzen rechts unterhalb des Kolbens schließt sich das unter den tiefsten Wasserstand im Kessel geführte Rohr an. Die Flansche links am Durchgangsventil hängt mit dem Druckrohr der Speisepumpe, die Flansche rechts mit dem Speisekopf oder dem Rückschlagventil in der Zuleitung zum Kessel zusammen.

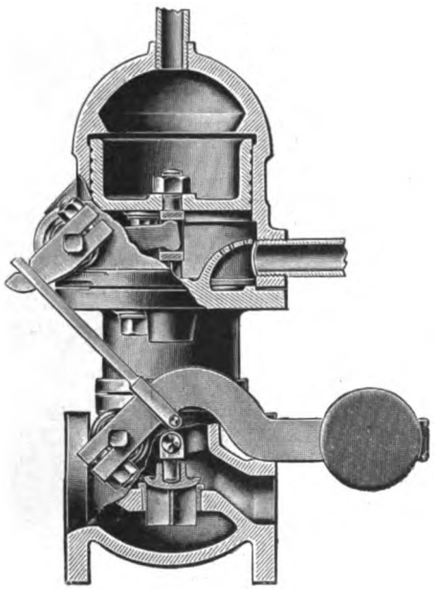


Fig. 281. Z. A.: Dampfkessel-Speiseregler.

Die Wirkungsweise der Einrichtung ist dann etwa folgende: Wenn der Wasserstand im Kessel hoch genug ist, bleibt das in die Speiseleitung eingeschalteteVentil des Apparates durch das Gewicht geschlossen. Sinkt das Wasser im Kessel unter die normale Höhe, so tritt Dampf durch das in Wasserstandshöhe ausmündende, oben an die Haube angeschlossene Rohr ein, hebt das Gewicht an und gibt dadurch das Ventil frei, so daß die Speisevorrichtung des Kessels Wasser durch das Speiseventil in ihn drücken kann. Wird dagegen bei steigendem Wasserstand der Dampfzutritt zu dem oberen Rohre abgesperrt, so drückt das Gewicht das Speiseventil nieder und sperrt so die Speiseleitung vom Kessel ab. Auf diese Weise wird die Speisung selbsttätig eingeleitet und abgestellt.

Man kann übrigens die beiden hängenden Wassersäulen auch mit einem einzigen Stutzen an den Kessel anschließen, event. aber auch mit dem Wasserstandskörper verbinden, wobei dann das Anbohren des Kessels fortfällt.

Als Speisevorrichtungen lassen sich in Verbindung mit dem Automaten sowohl Dampfpumpen als auch Riemen- und Exzenterpumpen verwenden. Ebenso muß an Kesselbatterien jeder Kessel einen solchen Automaten erhalten. Desgleichen hat man bei einzelnen Kesseln wie bei Batterien dafür zu sorgen, daß ein Notauslaß in der Druckleitung vorhanden ist, damit, wenn die Pumpe einmal bei geschlossenem Speiseventile weiterpumpt, das Rohr nicht platzt.

Endlich ist der Speiseregler auch in Verbindung mit einem Kondenswasser-Rückleiter zu verwenden; dann stellt der Rückleiter natürlich seine Tätigkeit ein, sobald der Regler das Speiseventil schließt, und nimmt sie erst wieder auf, wenn das Speiseventil durch den Regler freigegeben wird. In diesem Falle, d. h. bei Benutzung des Rückleiters als Speiseapparat, ist kein Sicherheitsventil mit Federbelastung erforderlich; es wird keine unnötige Kraft vergeudet wie bei der Pumpe, und das selbsttätige Wiederanstellen ist ja in der Konstruktion des Rückleiters gewährleistet.

Revolverkopf

für eine Radreifendrehbank.

(Mit Abbildung, Fig. 282.)

Nachdruck verboten.

Wohl die größte bis jetzt existierende Drehbank zum Bearbeiten von Lokomotivrädern ist kürzlich von der Firma William Sellers & Co. in Philadelphia, Penn. ausgeführt worden. Beide Planscheiben dieser Drehbank, auf der nach „Am. Mach." Räder bis zu 2286 mm Durchmesser bearbeitet werden können, werden gemeinsam von einem 50 PS leistenden Elektromotor angetrieben. Ein zweiter, kleinerer Elektromotor dient zur Bewegung des Reitstockes. Da immer beide Räder eines Radsatzes gleichzeitig hergestellt werden, sind zwei einander ganz gleiche Werkzeugsupporte vorgesehen, die von einem gemeinsamen Tisch getragen werden.

Der eigenartig ausgebildete Werkzeugsupport ist in Fig. 282 dargestellt. Der Drehzapfen h des Revolverkopfes ist für den Durchgang des Schruppstahles durchbohrt, der, wie die Grundrißskizze 2 erkennen läßt, somit von vier Setzschrauben gehalten wird, während zur Befestigung der übrigen Stähle je zwei Setzschrauben dienen. Der Revolverkopf trägt also im ganzen fünf Stähle. Die Verriegelung des Obersupportes i gegen den Untersupport g erfolgt mittels des durch Feder p angepreßten Riegels o. Die Drehung des Revolverkopfes wird mittels des Hebels q vorgenommen, dessen Federklinke in einen der Schlitze des auf dem Zapfen h aufgekeilten Ringes n eingreift. Nachdem der Obersupport i verriegelt ist, wird die Federklinke aus dem Schlitzring gelöst, so daß jetzt die Nabe m des Hebels q sich frei um den Zapfen h drehen kann. Die Grundfläche der Nabe ist abgeschrägt, so daß sie bei einer Drehung im richtigen Sinne den nach oben abgeschrägten Sperring l in seinen konischen Sitz preßt und damit den Revolverteller k während des Arbeitsganges festspannt. Alle der Abnutzung ausgesetzten Flächen sind gehärtet, so z. B. der Ring zwischen der Nabe m und dem Schlitzring n und die Gewindebüchsen für die Setzschrauben. Um zu vermeiden, daß die Drehspäne die Gußteile des Revolvers beschädigen, ist die untere Seite des Revolvertellers k gehärtet und in den Untersupport ein gehärteter Stahlring r eingelegt, auf dem die Stähle aufliegen.

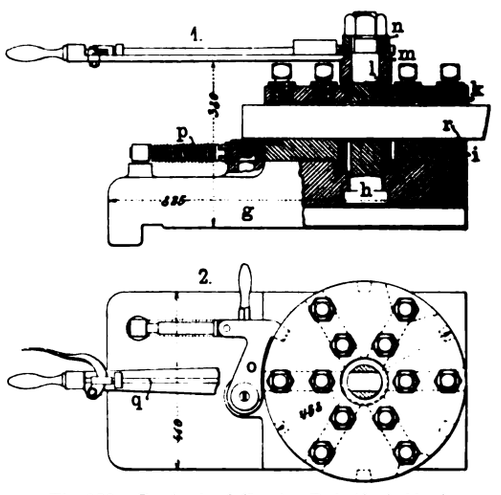


Fig. 282. Revolverkopf für eine Radreifendrehbank.

Einzelantrieb oder Gruppenbetrieb von Maschinen. Bei der Anwendung von Elektromotoren für den Betrieb von Maschinen kann man vor die Frage gestellt werden, ob Einzel- oder Gruppenbetrieb vorteilhafter sei. Für eine Reihe kleinerer Maschinen annähernd gleicher Art, Leistung und Beanspruchung kann man ohne weiteres einen Gruppenbetrieb anordnen, d. h. sie mit einem Motor und Transmission betreiben. Für schwere Werkzeugmaschinen mit wechselndem Gange, die halbe oder ganze Tage außer Betrieb stehen, wäre dagegen ein Gruppenbetrieb unvorteilhaft. Aus diesem Grunde findet man solche Maschinen meist durch besondere Motoren angetrieben, die bei Stillstand ausgeschaltet werden. Es ist schon unvorteilhaft, zwei bis drei größere Maschinen mit nur einem Motor zu betreiben, wenn sie selten gleichzeitig zusammenarbeiten, weil dann auch die Betriebslage des Motors ungünstig ist. Auf die Dauer würde solch ein Betrieb teurer sein als der Preisunterschied mehrerer kleineren Motoren gegenüber einem größeren Motor. Bei Maschinen, die nur stundenweise oder noch seltener in Betrieb kommen, spielt die Wirtschaftlichkeit keine so große Rolle, da vermag die etwas teurere Betriebsweise gegenüber der geringeren Amortisation einer billigeren Einrichtung nicht aufzukommen, aber bei Dauerbetrieb muß auf Wirtschaftlichkeit gesehen werden, wenn auch die Einrichtung teurer ausfällt.

Ein Verfahren zur Verhütung eines zu großen Sauerstoffgehaltes der Ladung beim Ausbleiben der Zündung bei Verbrennungskraftmaschinen ist Paul Winand in Cöln unter Nr. 197840 patentiert worden. Es ist dadurch gekennzeichnet, daß der durch die Verbrennung entstehende Arbeitsdruck einen Körper derart in seiner Bewegung beeinflußt, daß er die Sauerstoffleitung öffnet oder offen hält, während beim Ausbleiben der Zündung der Körper nicht beeinflußt und dadurch die Sauerstoffleitung gedrosselt wird oder geschlossen bleibt.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 18. Begründet von W. H. Uhland. 27. August 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Abstechmaschine.

(Mit Abbildungen, Fig. 283—285.)

Nachdruck verboten.

Im modernen Werkzeugmaschinenbau ist man bestrebt, die Leistungsfähigkeit der Maschinen unter anderem dadurch zu erhöhen, daß man die Stähle in den verschiedensten Fällen immer mit möglichst günstiger Schnittgeschwindigkeit arbeiten läßt. Man vermehrt deshalb die verfügbaren Arbeitsgeschwindigkeiten, indem man z. B. das Deckenvorgelege mit mehreren Umdrehungsgeschwindigkeiten ausrüstet usw. Bei den zum Zerteilen von Rundeisen verwendeten Abstechmaschinen reicht jedoch eine Vermehrung der Geschwindigkeitsstufen nicht aus, um rationelles Arbeiten zu gewährleisten, vielmehr muß sich bei diesen die Umdrehungsgeschwindigkeit der Arbeitsspindel kontinuierlich in dem Maße steigern, wie der Stahl vom Umfang nach der Achse des Werkstückes vordringt.

Die Firma Biernatzki & Co. in Chemnitz verwendet bei ihren Abstechmaschinen den flachen Friktionsteller mit wanderndem Trieb, um die für einen bestimmten Stangendurchmesser als günstig erkannte Anfangsschnitt-Geschwindigkeit während des ganzen Arbeitsvorganges annähernd konstant zu halten. Die genannte Firma baut Abstechbänke mit gleichbleibender Schnittgeschwindigkeit in vier Größen und zwar für 78, 102, 127 und 156 mm größten Materialdurchmesser.

Fig. 283 zeigt eine Abstechmaschine Modell 4, also für Material bis 156 mm Durchmesser mit elektrischem Antrieb; der Elektromotor ist auf einer gußeisernen Säule montiert.

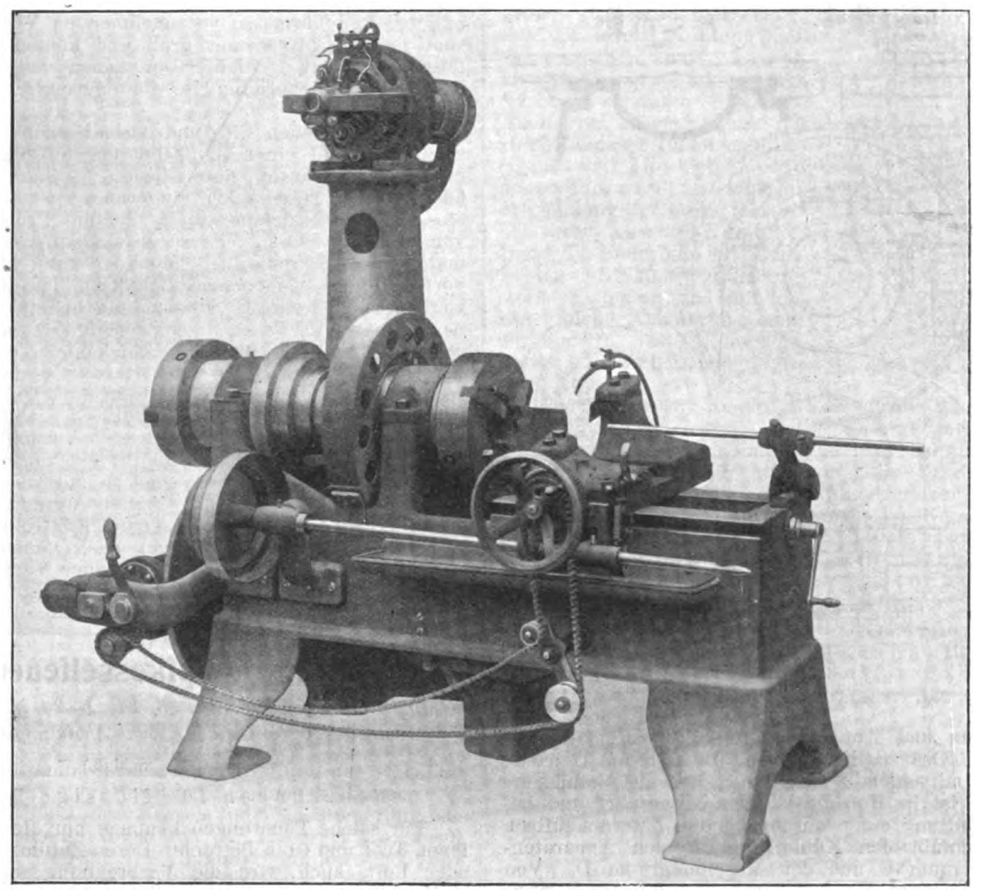


Fig. 283. Z. A.: Abstechmaschine.

Fig. 285 zeigt dieselbe Maschine, aber für Riemenantrieb eingerichtet, von der Stirnseite gesehen, und läßt den Friktionsantrieb der Arbeitsspindel deutlich erkennen, den Fig. 284, Skz. 4 im Detail teilweise im Schnitt, teilweise in Ansicht wiedergibt.

Vom Deckenvorgelege aus wird die genutete Friktionswelle a umgedreht. Eine dreistufige Riemenscheibe ermöglicht es, der Friktionswelle drei verschiedene, dem Durchmesser des zu bearbeitenden Materials entsprechende Umdrehungsgeschwindigkeiten zu erteilen. Auf a ist das Futter b für die auf dem Reibteller c_1 laufende Lederfriktionsrolle c verschiebbar gelagert. Vom Reibteller wird die Drehbewegung mittels Zahnradvorgeleges auf die durchbohrte Arbeitsspindel übertragen. Der Vorschub der beiden einander gegenüberstehenden Abstechstähle erfolgt gleichmäßig von der Hohlwelle aus; diese dreht mittels Riemenstufenscheiben die Welle h um, die eine in einer Langnut verschiebbare Schnecke trägt. Die Schnecke arbeitet mit der mit Rechts- und Linksgewinde ausgerüsteten Supportspindel, so daß also bei der Arbeitsbewegung der Hohlspindel die Schneidstähle sich mit gleichmäßiger Geschwindigkeit nach innen bewegen. Der Abstechsupport, auf dem die beiden Messerhäuser geführt sind, ist auf dem Bett verschiebbar, was den Vorteil hat, daß mehrere kürzere oder längere Stücke nacheinander abgestochen werden können, ohne daß es nötig ist, das Material umzuspannen.

Die Supportspindel trägt außer dem Schnecken- noch ein Kettenrad, über das eine endlose Kette geleitet ist (Fig. 283). Die Kette läuft über einstellbare Spannrollen und setzt das auf der Spindel g aufgekeilte Kettenrad i in Umdrehung (Fig. 284, Skz. 4). Von der Schraubenspindel g wird die Schaltbewegung der Lederfriktionsrolle c abgenommen. Die Spindel trägt nämlich eine Muffe f, die mit Segmenten e in eine Ringnut des Futters b eingreift (Fig. 284, Skz. 3). Bei den größten abzustechenden Durchmessern läuft die Friktionsrolle c am äußeren Ende der Reibrolle c_1, das Hebelarmverhältnis R : r ist also dann am größten (r = Radius der Friktions-Rolle R = wirksamer Radius des Reibtellers) und somit die Umdrehungsgeschwindigkeit der Hohlspindel am kleinsten.

Durch Drehung der Schraubenspindel g wird die Friktionsrolle c nach innen verschoben, so daß in dem Maße, wie das Verhältnis R : r kleiner wird, das Material schneller rotiert. Die Abmessungen der in Betracht kommenden Konstruktionsteile sind so gewählt, daß die Anfangsgeschwindigkeit annähernd konstant bleibt.

Auf Wunsch wird auf der Abstechmaschine die in Fig. 284 Skz. 1 und 2 dargestellte Zentriervorrichtung angebracht, deren Schlitten l auf den Führungen des Bettes längsverschiebbar ist, während die Quervorstellung durch Verschieben des Zentriersupportes l_1 auf dem Schlitten l erfolgt. Ihre Drehbewegung erhält die Zentrierspindel von der Scheibe m aus, die Längsverschiebung wird durch Drehung des Handrades n bewirkt, dessen Spindel mittels Zahnrad die die Zentrierspindel haltende Muffe bewegt.

Bei Verwendung der Zentriervorrichtung kann jeder Stangenabschnitt auf der Abstechmaschine, bevor er abgestochen wird, für die Drehbankspitzen zentriert werden.

Außer den Abstechbänken mit gleichbleibender Schnittgeschwindigkeit baut die Firma Biernatzki auch Abstechmaschinen, die keine Einrichtung für selbsttätige Regulierung der Spindelgeschwindigkeit entsprechend der Abnahme des Materialdurchmessers aufweisen, und zwar in zwei Größen für Durchmesser bis 78 und 120 mm.

Auf diesen beiden Maschinen kann natürlich auch Vollmaterial abgestochen werden, doch sind sie besonders zum Abstechen von Rohren geeignet, da in diesem Falle die Vorteile des Friktionsvorgeleges und der selbsttätig zunehmenden Spindelgeschwindigkeit nicht zur Geltung kommen.

Digitized by Google

Die neue Versuchsgasanstalt

des städtischen Gaswerkes Wien-Simmering.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 45.)

Nachdruck verboten.

Nicht ausschließlich bei größeren, sondern bisweilen auch bei kleineren Gaswerken sind Versuchsgasanstalten vorgesehen, hauptsächlich um jederzeit den Wert der Kohle feststellen zu können. Während bei kleineren Werken die Einrichtung meist so getroffen ist, daß in besonderen Versuchsretorten und der zugehörigen Apparatur die erforderlichen Proben rasch vorgenommen werden können, muß bei größeren Werken in der Versuchsgasanstalt möglichst unter den gleichen Bedingungen, wie sie im Großbetriebe vorliegen, gearbeitet werden. Diesen Erwägungen ist bei der Errichtung der neuen Versuchsgasanstalt des städtischen Gaswerkes Wien-Simmering in weitestgehendem Maße Rechnung getragen worden. So hat man unter anderem davon abgesehen, einen besonderen Versuchsofen aufzustellen, dagegen die nötigen Vorkehrungen getroffen, um jede Art Rohgas von den Erzeugungsstätten des Großbetriebes der Versuchsanlage zuführen zu können.

Die Versuchsgasanstalt, die auf Taf. 45 im Grundriß und Längsschnitt wiedergegeben ist, wurde vom Baubureau der „Gemeinde Wien — städtische Gaswerke" entworfen, die

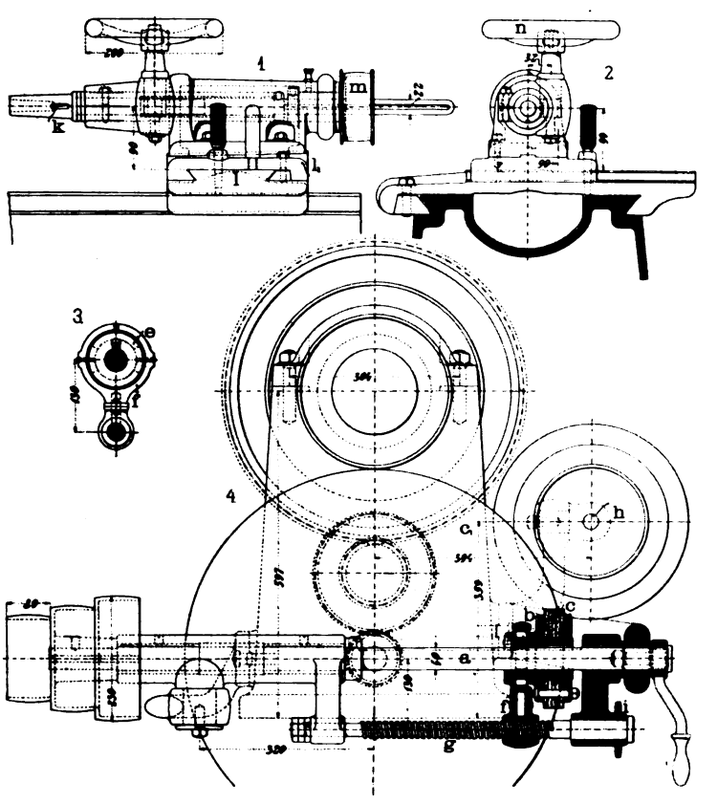


Fig. 284. Z. A.: Abstechmaschine.

Montage der Maschinen und Apparate durch die Werkstätte des Gaswerkes ausgeführt. Das 20 m lange und 12 m breite Gebäude ist ein Riegelwandbau mit einem 1 m hohen Sockel aus Vollmauerwerk. Der Dachstuhl ist in Holzkonstruktion ausgeführt und besitzt behufs guter Entlüftung einen durchgehenden Laternenaufbau. Die Versuchsanlage umfaßt den Kühlerraum A, den Apparatenraum B, den Reinigerraum C und den Maschinenraum D. Von den Erzeugungsstellen gelangt das Gas durch eine ca. 150 m lange und 150 mm weite Rohrleitung nach der Versuchgasanstalt. Durch entsprechende Schieberschaltungen ist es möglich, Kohlengas oder Wassergas (sowohl Blaugas als auch karburiertes Wassergas vor Beimischung zum Steinkohlengas), gereinigtes oder ungereinigtes Mischgas (Kohlengas + Wassergas) in die Versuchsleitung zu bekommen. Das Kohlengas kann aus jedem der vier getrennten Ofenhaussysteme des Gaswerkes, einem ganzen Betriebsofen oder nur von einer untersten, mittleren oder obersten Retorte und nach Vollendung der im Bau begriffenen Koppersschen Schrägkammerofenanlage von einer mittleren oder seitlichen Kammer eines Kammerofens entnommen werden.

Das zu untersuchende Gas wird zunächst nach dem Kühlerraum A geleitet, in dem zwei Luftkühler a_1 und a_2, ein Röhrenwasserkühler b und außerdem ein Teer- und Ammoniaksammelbehälter k untergebracht sind. Zum Absaugen des Gases dienen zwei dreiflügelige Exhaustoren c_1, c_2, die mit einem Dessauer-Umlaufregler l in Verbindung stehen und zwecks Änderung der Umdrehungszahl mit Stufenscheiben ausgerüstet sind. Außer den beiden Gassaugern enthält der Apparatenraum noch einen Naphtalinwäscher d, einen Ammoniakwäscher e, einen Teerscheider f, System Pelouze-Audouin, einen Gasmesser g und einen Gasbehälter h mit einem Fassungsvermögen von 2 cbm. In letzteren wird ein Teil des durch die Versuchsgasanstalt gehenden Gases durch einen als Pumpe wirkenden kleinen Gasmesser gedrückt, der mit der Achse des Stationsgasmessers gekuppelt ist und das Gas nach dem Durchgang durch diesen ansaugt. Auf diese Weise wird eine einwandfreie Durchschnittsprobe des die Versuchsanlage verlassenden Gases erhalten. Aus diesem Probegasbehälter h wird das Gas für chemisch-technische Untersuchungen entnommen und der Rest des Behälterinhaltes entweder ins Freie oder in die Ausgangsleitung geleitet, die in die Eingangsleitung des Kondensatorenhauses einmündet. Vor dieser Stelle ist ein regelbarer Tauchtopf eingeschaltet, um hinter dem Stationsgasmesser stets gleichen Druck zu erhalten.

Ein ebenfalls im Apparatenraum untergebrachter Salzwasserverdampfer m bildet mit einem im Maschinenraum aufgestellten Kompressor o mit Kondensator eine vollständige Ammoniakkühlanlage. Im Kondensatorenraume befinden sich zwei hochgelegene Meßgefäße für Berieselungs- und Ammoniakwasser, sowie ein Behälter für das Waschöl des Naphtalinwäschers. Die Antriebskraft für die Exhaustoren, die rotierenden Trommeln der Wäscher und alle Hilfsmaschinen liefert eine 15 PS-Hochdruckdampfmaschine n, deren Auspuffdampf zur Heizung der Versuchsanlage verwendet wird. Die Dampfmaschine treibt zunächst auf ein Deckenvorgelege p, von dem alle Antriebe abgenommen werden. Außer den genannten Hilfsmaschinen ist eine Luftpumpe an die Transmission angehängt, die Luft, die eine Meßtrommel passieren muß, in die mit Wasserverschluß versehenen Schwefelwasserstoffreiniger einbläst. Die drei Reiniger sind in dem sich unmittelbar an den Apparatenraum anschließenden Reinigerhaus C aufgestellt. Die Reiniger, deren Anordnung und Konstruktion mit Rücksicht auf die mit der Reinigermasse vorzunehmenden Versuche gewählt wurden, sind je 1000×2500 mm groß und können in beliebiger Reihenfolge geschaltet werden. Der neben den Reinigern vorgesehene Platz zum Regenerieren der Reinigermasse ist auf der Tafel nicht mit gezeichnet.

Von sämtlichen Ein- und Ausgängen der Leitungen führen Abzweigungen zu einer Zentralmanometertafel. Außerdem sind die einzelnen Apparate, deren jeder für eine Maximalleistung von 500 cbm in 24 Stunden eingerichtet ist, mit Thermometern zur Messung der Gastemperaturen und mit Probehähnen zur Entnahme von Gas- und Flüssigkeitsproben ausgerüstet. Der von den Kühlern und Teerscheidern abfließende Teer kann in getrennten, mit Meßvorrichtungen versehenen Behältern im Rohrkeller aufgefangen werden. Andernfalls fließen die Abscheidungen der einzelnen Apparate wie Teer, Ammoniak und das von der Naphtalinwäsche gesättigte Anthrazenöl der Scheidekammer eines eisernen, mit Meßvorrichtungen versehenen Behälters im Rohrkeller des Kühlraumes zu, dessen Inhalt gegebenenfalls in eine Betriebszisterne abgelassen wird. Die 100 mm weite, unterhalb des abhebbaren Holzfußbodens im Rohrkeller eingebaute Betriebsrohrleitung der Versuchsgasanstalt ist so eingerichtet, daß nicht nur einzelne Apparate aus dem System ausgeschaltet, sondern alle auch nach Bedarf in verschiedener Reihenfolge geschaltet werden können. Auf diese Weise ist eine fortlaufende genaue Kontrolle der im Betriebe verwendeten Kohle, das Studium des Ofenhausbetriebes, der Gasreinigung usw. wie die Prüfung neuer Verfahren, neuer Apparate usw. möglich.

Über Dampfkesselfeuerungen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 33, Fig. 1—24, in Heft 13, auf Tafel 34, Fig. 10—20 in Heft 14, sowie Abbildungen, Fig. 286—289.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Feuerungen für flüssige Brennstoffe.

Für solche Feuerungen kommen nur die Rückstände von Petroleum, Teer und Öl in Betracht. Deren Zuführung geschieht mit Dampf oder Luft, auch wird die Verbrennung solcher flüssigen Brennstoffe in Dampfform, sowie Zerstäubung durch Kompression ausgeführt.

Die Firma Gebr. Körting A.-G. in Körtingsdorf b. Hannover verwendet Zentrifugal- oder Dampfstrahl-Zerstäuber und zwar die Zentrifugalzerstäuber ausnahmlos für Seeschiffe, sowie für größere stationäre Anlagen, bei denen die höchste Ökonomie, vereint mit großer Betriebssicherheit und einfachster Wartung gefordert wird. Die Dampfstrahlzerstäuber sind für kleinere Betriebe bestimmt, bei denen es auf möglichst geringe Anlagekosten ankommt oder dickflüssiger Brennstoff verwandt wird. Fig. 286 stellt eine Ölfeuerung mit Anheizschale für einen Cornwallkessel, Fig. 288 die Gesamtanordnung einer kompletten Anlage mit Vorwärmer, Windkessel, Dampfpumpe und Handpumpe dar, ausgeführt von Gebr. Körting A.-G.

Für den Betrieb solcher Ölfeuerungen gibt die genannte Firma folgende Vorschriften:

Das flüssige Brennmaterial darf grobe Unreinheiten, wie Sand, Späne, Faserstoffe u. dgl., nicht enthalten. Das erste Anheizen geschieht mittels Öl durch Schalenfeuer. Man setzt auf die Feuerbrücken die gußeisernen Schalen auf und schließt an die Ölleitung, nach Entfernung der Zerstäubergehäuse von den Stirnplatten, die zugehörigen Rohrstücke an. Das Öl verbrennt in den Schalen

Digitized by Google

bei angepaßter Luftzuführung mit heller Flamme und ohne nennenswerte Rauchbildung. Der Ölzufluß wird durch die Absperrventile der einzelnen Zerstäuber reguliert, so daß pro Schale stündlich etwa 10—15 kg Öl zur Verbrennung kommen.

Sobald sich ausreichender Druck im Dampfkessel gebildet hat, sind die Anheizschalen zu entfernen, die Zerstäuber vorzuschrauben, die während längerer Zeit gut entlüfteten Vorwärmer anzustellen und der flüssige Brennstoff bei abgesperrten Zerstäubern so lange durch das Rohrsystem durchzupumpen, bis die Thermometer ca. 100° C zeigen. Alsdann ist der Druck des Öls durch schnelleren Gang der Dampfpumpe auf ca. zwei At zu steigern. Die Temperatur des Öls ist dann auf ca. 120° C zu erhöhen; danach sind die Absperrhähne der einzelnen Zentrifugalzerstäuber nacheinander zu öffnen und die Feuer zu entzünden. Der Betriebsdruck ist durch entsprechende Einstellung der Pumpe und des Überlaufventils zu vermindern, wenn das Feuer zurückgezogen werden soll, und umgekehrt für forciertes Feuer zu verstärken. Die Luftschieber an den Stirnplatten der Feuerräume sind beim Anheizen voll zu öffnen und, sobald die Schamottefutter rotwarm geworden, für geringste Rauchentwicklung einzustellen. — Die Zerstäubung des flüssigen Brennstoffes muß bei der erwähnten Temperatur und von einer Atmosphäre aufwärts durchaus fein und gleichmäßig sein. Machen sich darin irgendwelche Störungen geltend, so sind aller Wahrscheinlichkeit nach Verschmutzungen des Systems die Ursache davon; dann sind die in den Sauge- und Druckleitungen angeordneten Filter und Siebtöpfe umzuschalten und zu reinigen sowie die Einsätze der Zentrifugalzerstäuber durch gereinigte zu ersetzen.

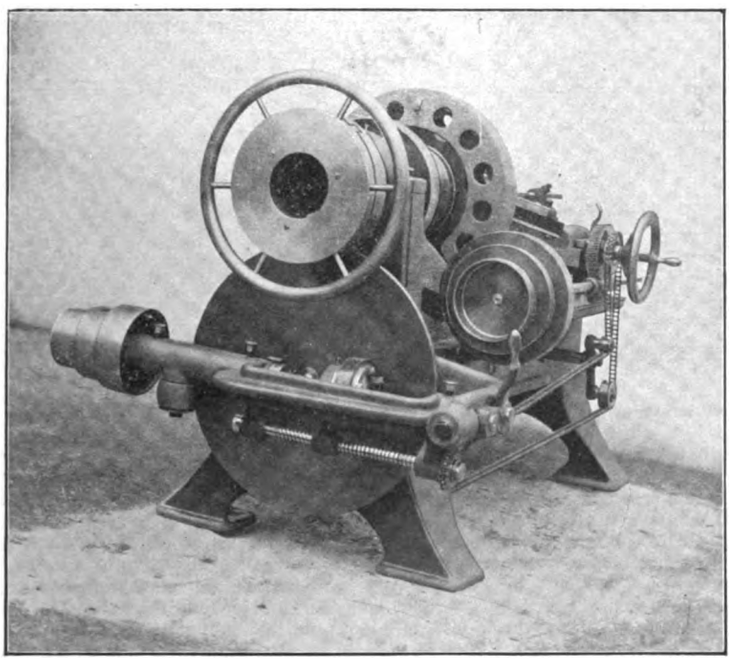


Fig. 285. Z. A.: Abstechmaschine.

Die Fig. 18, Taf. 34 zeigt eine Masut-Innenfeuerung mit Dampfstrahlzerstäuber an einem Cornwallkessel, ausgeführt von der Firma Gebr. Körting A.-G. in Körtingsdorf. Um z. B. für einen Zweiflammrohrkessel von 100 qm, der stündlich 2500 kg Dampf leisten soll, den Masutverbrauch zu bestimmen, sei vorausgesetzt: der Nutzeffekt des Kessels mit Masutfeuerung sei der gleiche wie für Steinkohle 70%, und der Heizwert des Masut sei 9500 Kal. Dann beträgt die Dampfproduktion 2500 . 637 (Wasser von 0° und Dampf von 100°) = 1 592 500 WE; an nutzbar gemachten Wärmeeinheiten bei einem Heizwert von 9500 und 70% werden 6650 WE abgegeben, folglich sind zur Erzeugung von 1 592 500 WE $= \frac{1\,592\,500}{6650} = \sim 240$ kg Masut nötig. Der Dampfverbrauch der Zerstäuber beträgt ca. 125 kg, annähernd stets 5% der Dampfleistung des Dampferzeugers.

Feuerungen für gasförmige Brennstoffe.

Diese Feuerungen werden ausgeführt, um überschüssige Gase z. B. solche der Koksöfen, der Hochöfen, der Tiegel-, Schmelz- und Glashüttenöfen für die Heizung der Dampfkessel auszunützen. Es wurden jedoch auch schon mit Erfolg Generatoren für die Erzeugung des Gases für Dampfkessel gebaut. Die Anlage von Gasgeneratoren wird sich beispielsweise für eine große Kesselbatterie stets lohnen, doch wird sie unwirtschaftlich für einen einzelnen Dampfkessel.

Im Unterschied zu der Halbgasfeuerung, die stets mit dem Dampfkessel verbunden ist, arbeitet der Generator vollständig für sich, und nur die Verbrennung der Gase erfolgt am oder im Dampfkessel.

Wie schon erwähnt wurde, arbeitet der Gasgenerator nach Verfahren 3; es kommt bei den gasförmigen Brennstoffen auf einen guten Kohlenoxyd (CO)- und niedrigen Kohlensäure (CO_2)-Gehalt an.

Das Koksofengas wechselt wie alle derartigen Gase in der Zusammensetzung sehr; besteht es aus 6,4 % CO_2, 1,9 % CH, 0,8 % O, 9,6 % CO, 38.56 % H, 8,94 % CH_4 und 33,8 % N, so berechnet sich der obere Brennwert auf 3341 Kal und der untere auf 2917 Kal.

Nach der „Hütte" haben im Durchschnitt: Leuchtgas 5000 WE. Wassergas 2500 WE, Mischgas 1200 WE, Gicht- und Generatorgas 900 WE.

Die Fig. 18, Taf. 33 zeigt eine Koksofengasfeuerung zur Beheizung eines Zweiflammrohrkessels von 92 qm Heizfläche. Die Zufuhr des Gases geschieht von der Hauptgasleitung aus, die unter einem Drucke von 120 mm Wassersäule steht. Jedes Feuerrohr hat ein Gaszuführungsrohr, das an die Hauptleitung angeschlossen ist und über dem Roste mündet. Die Regulierung der Luft, die zur Verbrennung nötig ist, erfolgt durch die Aschentür. Der Rost ist über die ganze Fläche mit Asche bedeckt, um zu vermeiden, daß der Luftüberschuß zu reichlich wird. Der in dieser Feuerung vorgesehene Rost hat nur den Zweck, bei plötzlicher Abstellung der Gase mit der Hand und Verfeuerung von Steinkohle den Betrieb aufrecht erhalten zu können. Die Leistung des Kessels beträgt bei dieser Feuerung 21 kg per qm Heizfläche und Stunde an Dampf, wobei der Schieber am Gaszuführungsrohr noch nicht ganz geöffnet ist. Diese Ausführung hat sich bewährt.

Die Fig. 287 zeigt eine Koksofengasfeuerung, bei der die Zuführung der atmosphärischen Luft außerhalb angeordnet ist.

Die Fig. 11—13, Taf. 34 stellen eine Feuerung für Hochofengase dar, die zugehörige Kesselheizfläche beträgt 104 qm. Den Verbrennungsraum dimensioniert man bei Hochofengasen stets groß; ebenso nimmt man die Anzahl der Luftkanäle reichlich und ihre Anordnung muß so geschehen, daß die Luft hochgradig erwärmt in den Verbrennungsraum gelangt. Auch bei Feuerungen mit Hochofengasen findet man übrigens, daß ein kleiner Rost angeordnet wird zur leichteren Entzündung der Gase, und um bei ihrer Abstellung mit der Hand die Feuerung mit Steinkohlen oder anderem Brennstoff bedienen zu können. Eine solche Ausführung zeigt die Fig. 21, Taf. 33, die zugehörige Kesselheizfläche beträgt 100 qm.

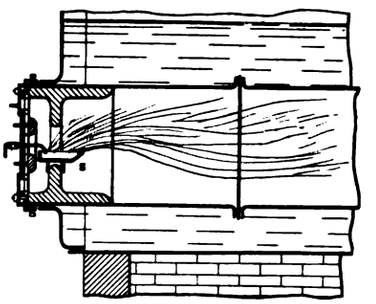


Fig. 286. Z. A.: Über Dampfkesselfeuerungen.

Die Figl. 19 u. 20, Taf. 34 zeigen die Anordnung einer Generatorgasfeuerung, deren Gaserzeuger nicht direkt mit dem Dampfkessel in Verbindung steht. Hierbei sind Kanäle angeordnet, die durch geeignete Ventile die Gase in den Verbrennungsraum eintreten lassen. Die Zuführung der zur Verbrennung nötigen atmosphärischen Luft, die in gemauerten Kanälen hochgradig erhitzt wird, ist aus der Zeichnung ersichtlich.

Fig. 289 stellt einen Bildtschen Gasgenerator dar, der von A. Ekströms Maskinaffär in Stockholm ausgeführt wird und folgende Versuchsergebnisse lieferte:

Versuchsergebnisse von Dampfkesselfeuerungen mit Generatorgas, Handfeuerung auf Rost und Halbgasofen (Holzspäne-Feuerung) bei der Bergvik Ala Sulfit Fabr., Bergvik.

Versuchsergebnisse: Sämtl. Wasserrohrkessel mit 250 qm Heizfläche, überall dasselbe System	Bildts Generator mit Steinkohlen		Direkte Rostfeuerung mit Steinkohlen	Bildts Generator mit Holzabfällen	Halbgasofen mit Holzabfällen
	2. Februar	19. März	22. März	14. Februar	23. März
Dauer des Versuches, Stunden .	24	48	24	7	22
Ges. Brennstoff-Verbrauch, kg .	12040	17600	11400	—	—
Ges. Brennst.-Verbr., cbm à 300 kg	—	—	—	31	127,5
Verdampftes Wasser, Liter . .	94240	131000	64700	19000	51000
kg Dampf per kg Brennstoff . .	7,93	7,5	5,7	2,05	1,33
kg Dampf per qm Heizfl. u. Stunde	15,7	10,9	10,8	11,1	9,25
Wirkungsgrad der Anlage % . .	74	73,5	56	58	48
Temperatur des Speisewassers vor dem Ekonomiser, Grad C	27	25	38	30	32
Temperatur des Speisewassers nach dem Ekonomiser, Grad C	65	65	80	63	84
Dampfdruck, Atm	8,5	8	7,6	—	8,0
Temperatur des Dampfes nach Überhitzung, Grad C	179	175	174	—	176
Analyse des Brennstoffs					
Feuchtigkeit %	14,4	14,4	14	52,6	56,3
Asche per trock. Brennstoff %	5,2	6,3	5,1	0,24	0,50
Heizwert per kg trock. Brennst., WE	7600	7320	7440	5220	4850
Kohlengehalt in der Asche % .	5,3	—	50,8	—	—
Kohlengehalt in der Schlacke %	5,3	—	9,3	—	—

Digitized by Google

Die Gasmenge an Hochofengasen für einen Dampfkessel von 100 qm Heizfläche beträgt, da 1 cbm Gas ca. 1,3 kg wiegt und 850—950 WE entwickelt und der Dampfkessel 20 kg per qm Heizfläche und Stunde leisten soll: $\frac{100 \cdot 20 \cdot 650}{850 \cdot 0{,}7} = \sim 2185$ cbm Gase per Stunde, wenn die Erzeugungswärme des Dampfes zu 650 WE und der Nutzeffekt des Dampfkessels zu 70% angenommen wird. Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Gasmenge unter dem Dampfkessel wirklich verbrannt wird und nicht unverbrannt in den Kamin gelangt.

Beim Generatorbetrieb werden aus 1 kg Steinkohlen 4,5 bis 5 cbm Gas erzeugt, das per cbm ca. 1,1 kg (auf 0° C abgekühlt) 1000 bis 1200 WE entwickelt. Die Zusammensetzung des Generatorgases ist ungefähr 23—26% Kohlenoxyd, 13—16% Wasserstoff, 6% Kohlensäure, 2% Methan, der Rest ist Stickstoff. Wird eine Generatorfeuerung für einen Dampfkessel von 250 qm Heizfläche gebraucht, so ist bei 85% Nutzbarmachung der im Generator vergasten Kohlen und bei einem Kesselnutzeffekt von 70% bei Kohlen von 7500 WE und einer Erzeugungswärme des Dampfes von 650 WE und 20 kg Leistung per qm Heizfläche und Stunde eine Kohlenmenge von $\frac{250 \cdot 20 \cdot 650}{7500 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}7} = 733$ kg nötig.

Die Fig. 14—16, Taf. 34 stellen eine Gasgeneratorfeuerung dar, die zu dem in Fig. 15—17, Taf. 33 in der hinteren Partie dargestellten Zweiflammrohrkessel gehört. Der von J. L. Lewicki in Dresden vorgenommene Verdampfungsversuch ergab nach dem Bericht „über rauchfreie Dampfkesselanlagen in Sachsen" (Verlag von Arthur Felix) folgende Zahlen:

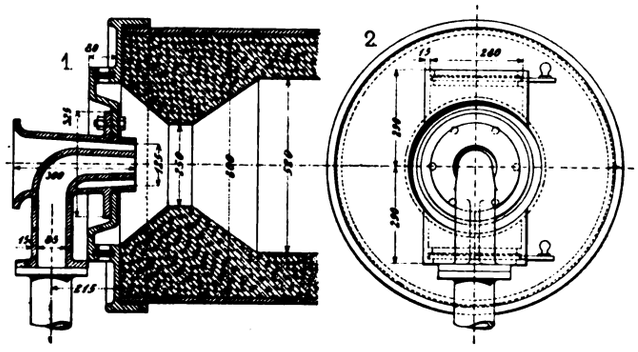


Fig. 287.

Heizfläche des Dampfkessels F.	qm		48,54
Feuerung: Generatorgasfeuerung Pat. Fr. Siemens			
Gesamte Rostfläche R	qm		2,025
Freie Rostfläche R_n	qm		0,663
Kalorimetrischer Heizwert	Kal	H.	4794
Chemische Luftmenge für 1 kg Brennstoff .	kg	L_o'	7,295
Zugeführte Luftm. f. 1 kg Brennst. i. Flammrohr	kg	L	12,23
Zugeführte Luftmenge f. 1 kg Brennst. i. Fuchs	kg	L'	13,25
Verhältnis der zugeführten zu der chemischen Luftmenge im Flammrohr		m'	1,676
Verhältnis der zugeführten zu der chemischen Luftmenge im Fuchs		m	1,816
Asche und Schlacke für 1 kg Brennstoff . .	kg	M	0,1575
Verhältnis der gesamten Rostfläche zu der gesamten Heizfläche		$\frac{R}{F}$	0,0417
Rostbelastung		$\frac{B}{R}$	118,58
Wärmemenge, die für 1 kg Brennstoff zur Dampferzeugung nutzbar gemacht wurde.	Kal	Q_o	2732
Anstrengung der Heizfläche		$\frac{B \cdot H_o}{F}$	23716
Anstrengung der Rostfläche		$\frac{B \cdot H_o}{R}$	568486
Stündliche Dampfmenge auf 1 qm Heizfläche		$\frac{S}{F}$	21,632
Verdampfung für 1 kg Brennstoff, bezogen auf Normaldampf		$\frac{S_n}{B}$	4,321
Wirkungsgrad der Kesselanlage		η	0,5741

Die Abmessungen der Roststäbe, die zur Vergasung von Braunkohle aus dem Wenzelschacht bei Teplitz Mittelkohle I eingerichtet waren, hatten folgende Dimensionen:

Roststabdicke des schrägen Rostes 20 mm, des geraden Rostes 46 mm
Roststabhöhe „ „ „ 200 „ „ „ „ 46 „
Roststablänge „ „ „ 440 „ „ „ „ 750 „
Rostspaltenbreite des „ „ 75 „ „ „ „ 15 „
Rostbreite 1350 mm, gesamte Rostlänge 1500 mm.

Die Elementaranalyse des Brennstoffes betrug C = 51,11 %, H = 4,50 %, O + N = 9,92 %, S = 1,05 %, Grubenfeuchtigkeit 12,4 %, Hygrosk. Wasser 15,15 %, Asche = 5,87 %. Verkokungsrückstand, sandig 39,7 %.

Die Beschickung des Generators erfolgt jedesmal in ca. einstündigen Abständen von 240 kg, die bis zur Füllung durch die Einschüttöffnung eingeschaufelt wurde.

Der Versuch währte 10 Stunden.

Die Brennstoffmenge betrug 2401,3 kg, die Gluttemperatur 1086° C, die Fuchstemperatur 354°, die Temperatur der Gase im Generator vor der Feuerbrücke 190°, die der Luft vor der Mischung mit den Generatorgasen 46,5°, die Zugstärke vor dem Schieber 12,2 mm Wassersäule.

Eine ähnliche Anlage mit Gasgeneratorfeuerung für Dampfkessel ist aus Fig. 17, Taf. 34 ersichtlich, die Vorwärmung der nötigen Verbrennungsluft geschieht durch Kanäle, wie es aus der Skizze zu ersehen ist.

Z. A.: Über Dampfkesselfeuerungen.

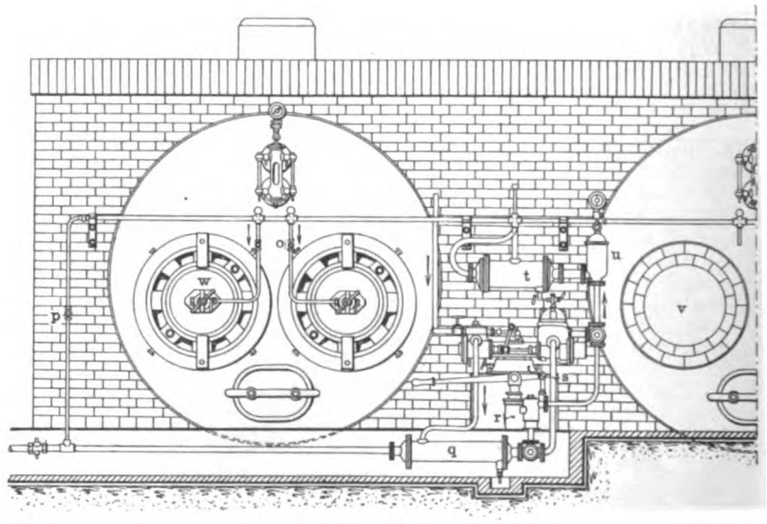


Fig. 288.

Spiral-Francis-Turbinenanlage Hidegszamos.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 44.*)

Nachdruck verboten.

Die auf Tafel 44 in Fig. 5—8 im Grundriß und verschiedenen Vertikalschnitten dargestellte Kraftstation zu Hidegszamos, welche die Stadt Kolozsvár in Siebenbürgen mit elektrischem Strom für Licht und Kraft versorgt, wurde im Jahre 1905 von der Firma Ganz & Comp. Eisengießerei und Maschinen-Fabriks-Aktien-Gesellschaft, Stammfabrik Budapest mit zwei Turbinen ausgerüstet.

Die Turbinen, deren eine in Fig. 1—3 der Tafel wiedergegeben ist, leisten bei einem wirksamen Gefälle von 50 m und einer Wassermenge von 2,4 cbm pro Turbine je 1200 PS.; ihre Tourenzahl stellt sich auf 420 in der Minute, und die Kraft wird von den Turbinenwellen durch Kupplungen unmittelbar an die daneben aufgestellten Generatoren abgegeben.

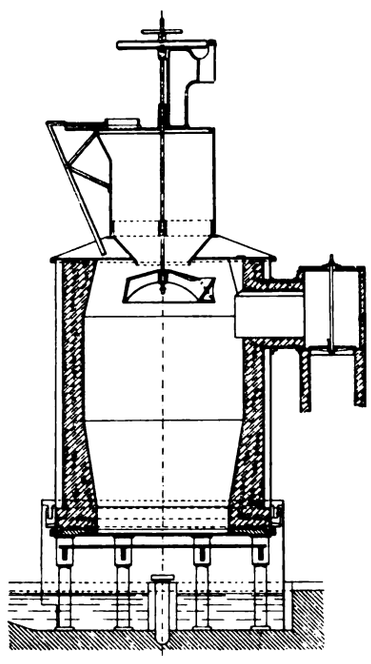


Fig. 289. Z. A.: Über Dampfkesselfeuerungen.

Beide Turbinen sind an eine kontinuierlich genietete Druckrohrleitung g von 1200 mm Durchmesser angeschlossen. In die Zuleitungen, die das Hauptrohr mit den Turbinen verbinden, sind Drosselklappen eingebaut, damit die Turbinen einzeln von Hand abgesperrt werden können. Um ein Stoßen des Wassers in der Leitung möglichst zu vermeiden, sind die Abzweigungen im schlanken Bogen in Richtung des Durchflusses geführt.

Zurzeit wird eine dritte Turbine mit einer besonderen Leitung d aufgestellt, die jedoch mit der Druckrohrleitung g der ersten Turbinen verbunden wird.

Alle drei Turbinen schütten durch Trompetenrohre f in einen gemeinsamen Abschlaggraben aus, in den übrigens auch die Reinigungsrohre d, und h der Druckleitungen d g geführt sind.

Die Regulierung der Turbinen erfolgt einerseits von Hand, anderseits mit Hilfe eines hydraulischen selbsttätigen Regulators. Die Preßflüssigkeit für die selbsttätige, sowie die hydraulische Hand-

Digitized by Google

regulierung wird der Haupt-Druckrohrleitung entnommen und in Filtern von seinen festen Bestandteilen gereinigt, ehe es in die Steuerapparate gelangt.

Der Kolben im Zylinder q betätigt durch seine Stange q_1 mittels Querhaupt q_2, Lenkstangen und Kurbeln die Schieber s und t der Turbine. Die Verbindung zwischen der Kolbenstange q_1 und der Muffe des Regulators p ist durch ein Gestänge p_1 hergestellt, dessen genaue Anordnung Fig. 3 wiedergibt.

Neuere „Hartmann"-Transmissionselemente.

(Mit Abbildungen, Fig. 290—292.)

Nachdruck verboten.

Auch die Sächsische Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann A.-G. in Chemnitz i. S. hat sich jetzt den Großfirmen angeschlossen, die Transmissionen als Spezialität bauen. Wohl lieferte sie seit Jahren komplette maschinelle Ausrüstungen für Fabriken und damit auch die Transmissionen, doch trat diese Tätigkeit weniger hervor. Jetzt hat sich das geändert. Wir ergreifen darum die Gelegenheit, im folgenden auf einige wichtige Neuerungen hinzuweisen.

Vor allem erscheint uns die in Fig. 290 u. 291 wiedergegebene elastische Kupplung beachtenswert. Solche Kupplungen

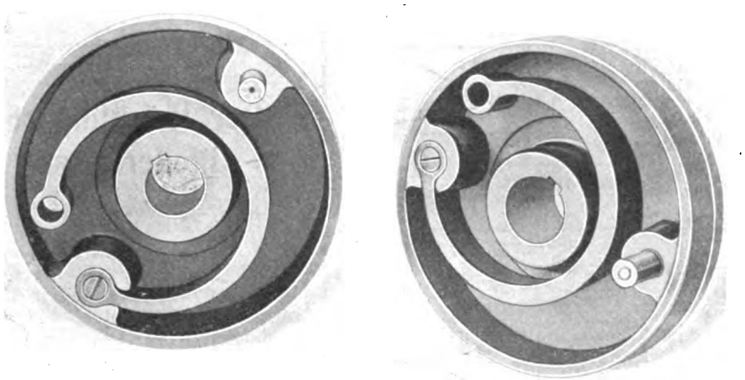


Fig. 290.

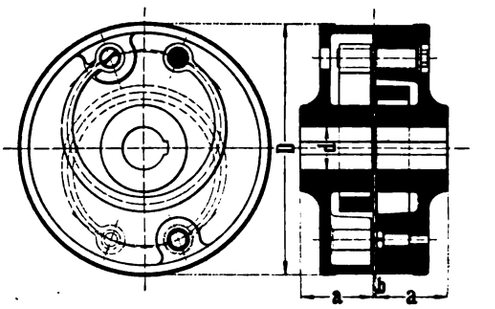


Fig. 291.

Fig. 290 u. 291. Z. A.: Neuere „Hartmann"-Transmissionselemente.

werden bekanntlich zur Verbindung stark beanspruchter Wellen verwandt, um die auftretenden Stöße aufzunehmen und zu vernichten, sowie Differenzen in der Lage der Wellen auszugleichen. Bei der Kupplung Fig. 290 wird dies dadurch erreicht, daß in beiden Kupplungshälften je nach der Größe der zu übertragenden Kraft eine oder mehrere Federn beweglich angeordnet und durch Bolzen mit der anderen Kupplungshälfte verbunden sind (vgl. Fig. 291). Da die Federn der jeweiligen Beanspruchung entsprechend gewählt werden, so besitzt die Kupplung Nachgiebigkeit genug, um Stöße aufzunehmen, ohne sie auf die andere Welle zu übertragen.

Die Kupplung gestattet ohne weiteres Längsausdehnungen der Wellen, sowie Wechsel in der Drehrichtung, ohne toten Gang zu erzeugen; sie gestattet infolge der Anordnung schwingender Federn auch erhebliche Abweichungen der Wellenmittel, ohne nennenswertem Verschleiß zu unterliegen. Eine besondere Betriebssicherheit erreicht die Kupplung ferner dadurch, daß bei vorkommendem Bruch der Federn die Federbolzen gegen die Knaggen der anderen Hälfte der Kupplung schlagen und somit durch Mitnehmen dieser Kupplungshälfte den Betrieb aufrecht erhalten.

Montage und Demontage der Kupplung gestalten sich ebenfalls einfach, weil nach Herausnehmen der Federbolzen jede Welle ohne achsiale Verschiebung gehoben werden kann.

Die Kupplung ist auch zur Verbindung von Motoren mit Arbeitsmaschinen sowie mit Dynamomaschinen zu verwenden; sie wird normal für alle zwischen 15 und 200 mm liegenden Wellendurchmesser (d, Fig. 291) gebaut und für besonders große Beanspruchungen in Stahlguß ausgeführt.

Der Durchmesser D stellt sich für die kleinste Kupplung auf 120 mm, die Nabenlänge a auf 35 mm und der Abstand b der Wellenenden voneinander auf 2 mm, das Gewicht auf rund 4 kg; für die größte Kupplung gelten die Daten D = 1330 mm, a = 340, b = 14 und das Gewicht in kg = 2000.

Das in Fig. 292 wiedergegebene Stehlager mit Ringschmierung und Kugelbewegung ist für Hauptantriebe mit stark belasteten Wellen und hoher Umlaufszahl bestimmt; seine Schalen sind mit Weißmetall ausgegossen, auch ist mit Rücksicht auf eine hohe Umdrehungszahl der Wellen das Verhältnis der Schalenlänge zur Bohrung größer als bei den gewöhnlichen Lagern gewählt. Die Kugelfläche der Lagerschalen wird auf dem ganzen Umfange vom Lagerkörper umfaßt, ein Vorzug, der besonders bei starker seitlich gerichteter Belastung des Lagers von Wert ist. Die Kugelbewegung gestattet eine entsprechende Einstellung der Lagerschalen bei elastischer Durchbiegung der gelagerten Wellen, wodurch eine gleichmäßige Verteilung der Belastung auf die gesamte Länge der Lagerschalen verbürgt ist.

Wegen der großen Länge der Schalen sind zwei Schmierringe vorgesehen, deren Arbeiten durch Schauöffnungen im Deckel des Lagers kontrolliert werden kann. Die Öffnungen dienen auch zum Einfüllen des Öls in die Kammer, die so groß bemessen ist, daß das Lager bei normalem Betriebe nach Angabe der ausführenden Firma jährlich etwa einer Ölfüllung bedarf.

Die seitliche Verschlußschraube dient nur zum Fixieren des Ölstandes und muß beim Füllen gelöst werden.

Die Fußplatte des Lagers ist gehobelt und so eingerichtet, daß die Köpfe der Lagerfußschrauben in sie hineingezogen werden können, was erforderlich ist, um die Lager zu verschieben.

Lager dieser Art werden für Wellen von 80 bis 275 mm Durchmesser (d, Fig. 292) ausgeführt; für das kleinste Lager ist, mit Bezug auf Fig. 292 h = 125, L = 360, l = 295, a = 360, b = 120, c = 40, s = 22 und e = 290 mm; für das größte ist h = 350, L = 1230, l = 1020, a = 1030, b = 400, c = 105, s = 48, e = 870 und die Querentfernung der Schrauben 230 mm, da bei Lagern von 140 mm Bohrung aufwärts vier solche vorhanden sind.

Das Hartmannsche Kammlager mit herausnehmbaren Rotgußschalen und Ringschmierung dient zur Lagerung von Wellen, die einem starken Druck in der Achsenrichtung ausgesetzt sind. Hier gilt nun im allgemeinen das für das Ringschmierlager, Fig. 300, Gesagte, nur sind die Lagerschalen, wie schon der Name des Lagers andeutet, den Kämmen der Welle entsprechend mit radialen Nuten versehen; auch sind sie nicht beweglich, wie die nach Fig. 300, sondern fest.

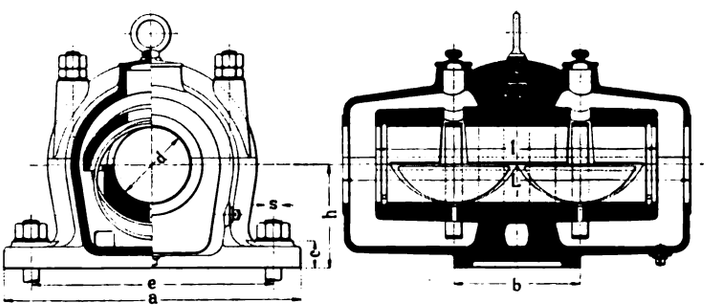


Fig. 292. Z. A.: Neuere „Hartmann"-Transmissionselemente.

Lager dieser Art werden für alle zwischen 55 und 200 mm liegenden Wellendurchmesser ausgeführt und mit sechs Nuten von 11,5 mm Breite für das kleinste und 50 mm für das größte versehen. Der Abstand der Nuten voneinander beträgt für das kleinste Lager 17 und für das größte 58 mm; die Höhe 100 und 290 mm, die Länge 290 und 830, die Breite 95 und 330 mm. (Schluß folgt.)

Berechnung der gekröpften Welle

einer Kesselspeisepumpe.

Von Ingenieur **Meller** in **Hildburghausen.**

(Mit Abbildungen, Fig. 293—295.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

c) Die ideellen Momente. (—·····—·····—·····—)

Diese wurden nach Skz. 4 ebenfalls zeichnerisch ermittelt:

$$M_i = {}^3/_8\, M_b + {}^5/_8 \sqrt{M_b^2 + M_t^2}.$$

β) Die Arme.

Die die Arme beanspruchenden Momente wurden einfach durch

Digitized by Google

Drehung der in den Armendquerschnitten bereits vorhandenen Momente in deren Ebenen, d. h. unter Beibehaltung der Achsen, erhalten. Man erkennt dann, daß das vertikale Biegemoment des runden Teiles o den anschließenden Arm auf Biegung um die x-Achse, das Drehmoment des runden Teiles — den Arm auf Biegung um die y-Achse und das horizontale Biegemoment des runden Teiles | den Arm auf Drehung beansprucht.

Die beiden ideellen Biegemomente für jeden Arm wurden in Übereinstimmung mit obigem Verfahren wie in Fig. 295, Skz. 2 ermittelt.

$$M_i = {}^3/_8\, M_b + {}^5/_8 \sqrt{M_b{}^2 + (1{,}5\, M_t)^2}.$$

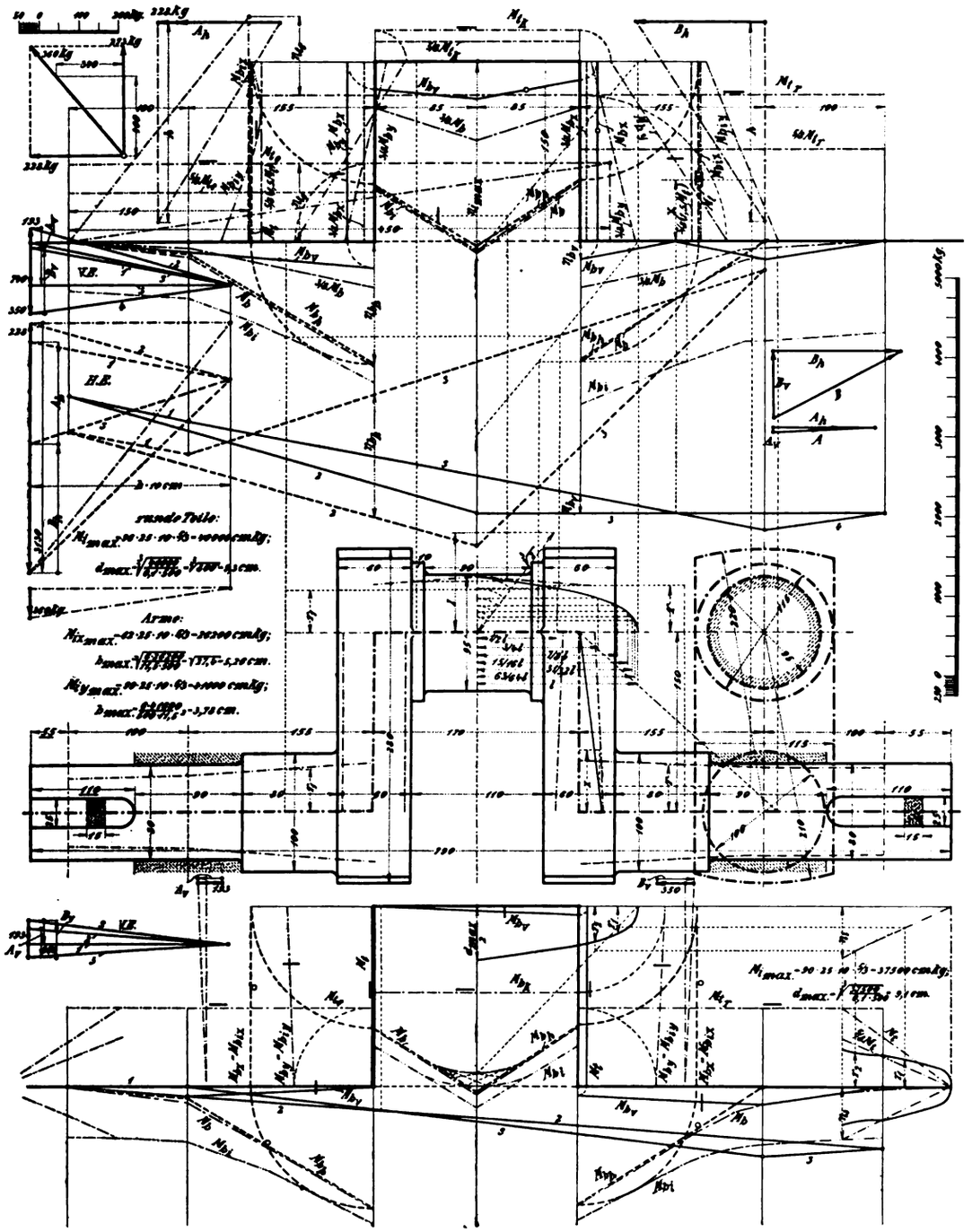


Fig. 293. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle.

γ) Die Abmessungen (mittlere Figur 293).

1. Die runden Teile.

Der Körper gleicher Biegefestigkeit (—·—·—·—·—) wurde folgendermaßen erhalten:

Es wurde rechnerisch nur $d_{max} = \sqrt[3]{\frac{M_{i_{max}}}{0{,}1 \cdot \mathfrak{S}_b}}$ ermittelt und für diese Abmessung eine beliebig lange kubische Hilfsparabel, Fig. 294, konstruiert, aus der durch das beistehende Vergleichsverfahren, bei dem die Tatsache benutzt wurde, daß der Körper gleicher Biegefestigkeit für einen Freiträger mit einer Endlast, d. h. mit konstant von Null zunehmendem Biegemoment, eine kubische Parabel ist, die Durchmesser an beliebigen Stellen gefunden wurden.

Dabei ist:

$$M_{i_{max}} = \eta_{i_{max}} \cdot \text{Kräftemaßstab} \cdot h \cdot \text{Längenmaßstab}.$$

Der so erhaltene Körper gleicher Biegungsfestigkeit wurde, unter möglichster Beibehaltung der Durchmesser, der praktischen Ausführung zugrunde gelegt.

2. Totlage (untere Fig. 293). Zeichenebene = Horizontalebene.

Diese wurde in ganz übereinstimmender Weise behandelt, nur wurden die überflüssigen Hilfs- und Nebenlinien fortgelassen. Die horizontalen Biegemomente konnten direkt der 90°-Stellung entnommen werden. Die Fig. 293 zeigt gleichzeitig den tatsächlichen Verlauf der Momentenflächen. So wurde am Kurbelzapfen die resultierende Momentenfläche auf die Länge des Zapfens nach einer Parabel und die ideelle Momentenfläche entsprechend abgerundet.

An den Stirnzapfen zur Aufnahme des Zahnrades oder des Schwungrades wurden die Drehmomente auf der tragenden Länge der Keile allmählich, d. h. geradlinig abnehmend, auf Null gebracht, die nunmehr dadurch sich ergebenden ideellen Momente verzeichnet und mit Hilfe der obigen Vergleichsmethode der endgültige Körper gleicher Biegefestigkeit für den Stirnzapfen gezeichnet.

Der Reichlingsche Gliederkessel.

(Mit Abbildung, Fig. 296.)

Nachdruck verboten.

Die hohen Spannungen und die ihnen entsprechenden Temperaturen des Dampfes, wie sie im modernen Betriebe angewendet werden, sind von merkbarem Einflusse auf die Kesselanlage selbst gewesen. Hohe Dampfdrücke bedingen nämlich dicke Kesselwandungen; je dicker aber die Bleche werden, um so schlechter wird der Wärmedurchgang und damit die Wärmeübertragung an das Wasser. Dies hat seinerzeit zur Einführung der Wasserrohrkessel an Stelle der Großwasserraumkessel geführt; leider zeigten jene aber zunächst in anderer Beziehung solche Übelstände, daß ihre Verbreitung jahrelang kaum irgend welche Fortschritte machte, ja es kam sogar soweit, daß man ihre Abschaffung ernstlich in Erwägung zog. Erst mit Einführung der aus einem Wasserrohrkessel als Unterkessel und einem oder mehreren Zylinderkesseln als Oberkessel bestehenden neueren Typen besserte sich das. Noch mehr Freunde erwarb sich der Wasserrohrkessel, als es gelang, den mit der festen Verbindung der beiden Kammern mit dem Oberkessel verbundenen Nachteil durch Einführung der elastischen Verbindung der hinteren Kammer mit dem Oberkessel und durch Konstruktion des Einkammertyps zu beseitigen.

Neuerdings ist man auch daran gegangen, die kastenartigen Wasserkammern selbst zu beseitigen. Dadurch wollte man sich einerseits der vielen Stehbolzen in den Kammern entledigen und anderseits die für jedes Rohr erforderlichen zwei Verschlüsse beseitigen. Endlich sollte damit der Versuch verbunden werden, die Wasserzirkulation im Rohrsystem zu verbessern, die bei den vielen übereinander liegenden Rohren der gewöhnlichen Zweikammerkessel bekanntlich ebenfalls nicht ganz gleichmäßig erfolgt. Von selbst bot sich dabei schließlich die Gelegenheit, das Verhältnis zwischen Wassermenge und Heizfläche zugunsten der Leistung des Kessels zu ändern.

So entstand der in Fig. 296 im Längen- und Querschnitt dargestellte Gliederkessel, wie ihn Robert Reichling &

Digitized by Google

Comp, Kessel- und Maschinenbau-Gesellschaft in Dortmund baut.

Ein solcher Kessel besteht aus Gliedern, deren Anzahl von der jeweils verlangten Heizfläche abhängt. Jedes Glied setzt sich aus einem zylindrischen Oberkessel (a_1 usw.) und einem darunter angeordneten Rohrbündel (b_1 usw.) zusammen. Die Rohre sind vorn und hinten je in eine zylindrisch gestaltete Wasserkammer (1 f) eingewalzt. Jede Kammer hat nur einen vom Dampfe selbst gedichteten Verschlußdeckel l_1 oder f_1 für alle in ihr endenden Rohre. Die vordere Kammer (l) ist elastisch unmittelbar an den Oberkessel angeschlossen; die hintere (f) steht mit ihm durch ein Rohr f_2 außerhalb des Kesselgemäuers in Verbindung. So ist dem Rohrbündel (b_1) die unbehinderte Ausdehnung gesichert, auch wird jede schädigende Einwirkung der Heizgase auf das Rohr f_2 und die Schlamm enthaltende hintere Kammer f vermieden.

Jedes Rohr des Kessels hat seine besondere Wasserzirkulation und Verdampfungsoberfläche. Es ist ausgeschlossen, daß der Inhalt der Rohre eines Gliedes an der Zirkulation nicht oder nur unvollkommen teilnimmt, so daß die Rohre verbrennen.

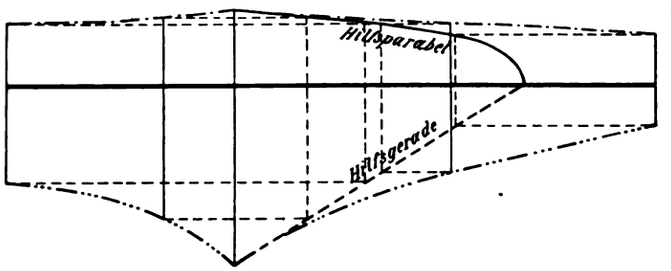


Fig. 294.

Da der in Fig. 296 gezeichnete Kessel für überhitzten Dampf berechnet ist, so wurde unmittelbar hinter dem ersten Zuge ein Überhitzer (m_1) angeordnet. Diesem fließt der nasse Dampf aus dem die Glieder des Kessels verbindenden 0,5 m weiten Dampfsammler p durch das absperrbare Rohr o zu. Ein zweites, ebenfalls absperrbares Rohr o_1 leitet den überhitzten Dampf nach der Verbrauchsstelle. Um aber auch mit Sattdampf arbeiten zu können, ist zwischen die den Rohren $o\,o_1$ aufgesetzten T-Stutzen ein Absperrorgan als Verbindung eingeschaltet. Ist dieses offen und sind die Absperrventile in den Rohren $o\,o_1$ geschlossen, so fließt der Kesseldampf direkt nach der Verbrauchsstelle; ist das Ventil aber geschlossen und sind die in den Leitungen $o\,o_1$ offen, so fließt überhitzter Dampf ab.

Die Heizgase werden für den aus drei Gliedern bestehenden Kessel von 270 qm Heizfläche und 44 qm Überhitzerheizfläche auf einem geteilten Planroste von 1,5 m Länge und 2,45 m Breite erzeugt; sie umspülen die vordere Partie der 83 mm weiten und 5,2 m langen Siederohre, sowie einen Teil der Oberkessel von 0,63 m Durchmesser. Sodann treten die Gase an den Überhitzer m_1 und darnach erst an die hintere Partie der Rohre b_1 usw. Haben sie diese bespült, so entweichen sie in den durch eine Drosselklappe h absperrbaren Fuchs k.

Die Abbildung zeigt im Querschnitt zwei in einen Mauerwerksblock eingebaute Gliederkessel mit je drei Elementen für 12 At Betriebsdruck.

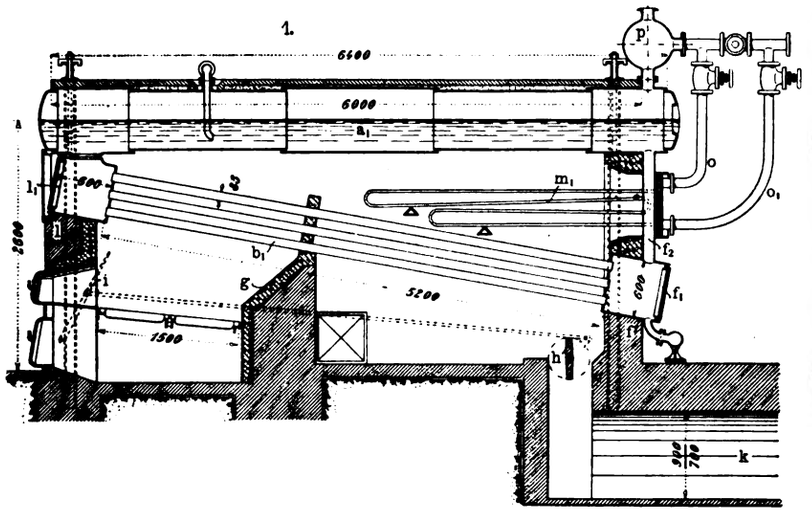


Fig. 296. Z. A.: Der Reichlingsche Gliederkessel.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Vorrichtung zum Ausbohren von Krümmern.

(Mit Abbildungen, Fig. 297 u. 298.)

Nachdruck verboten.

Eine amerikanische Maschinenfabrik hatte den Auftrag erhalten, für eine rotierende Maschine einen Satz gekrümmter Zylinder und Kolben mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser herzustellen. Da die Stückzahl zu gering war, um die Aufstellung einer Spezialmaschine zu rechtfertigen, mußte man darauf sinnen, mit möglichst geringen Kosten eine geeignete Einrichtung an einer gewöhnlichen Drehbank zu schaffen. In welcher Weise dies geschehen ist, soll nach „Am. Mach." an Hand der Fig. 297 u. 298 erläutert werden.

Der Zylinder c hat auf beiden Seiten Flansche, die auf einer gewöhnlichen Drehbank fertig gemacht werden. Dann wird der Zylinder mittels vier Schraubzwingen (vgl. Fig. 298, Skz. 2) auf einer Platte a befestigt. Diese Platte ist am unteren Ende gelenkig von einem in zwei Gleitstücken e gelagerten Bolzen gehalten. Die Gleitstücke sind an Stelle des Messerhauses auf dem Support angeordnet. Die Schaltbewegung des Werkstückes wird durch Vorwärtskurbeln des Reitnagels bewirkt, der mittels ab-

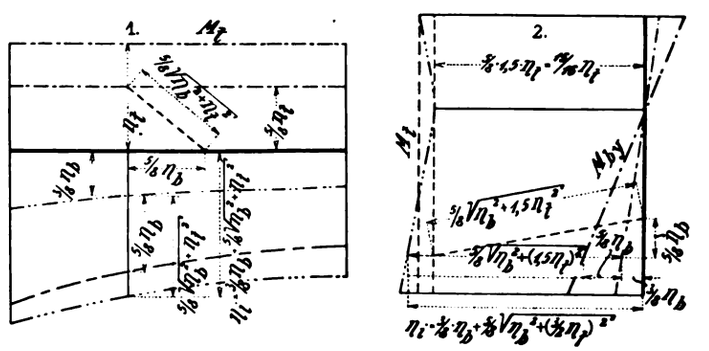
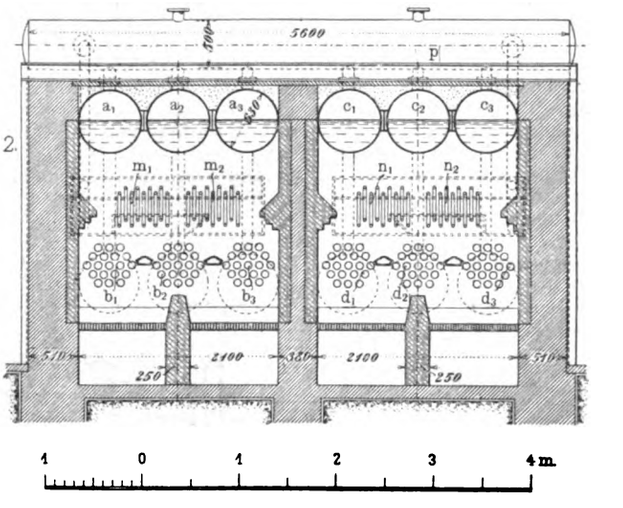


Fig. 295. Z. A.: Berechnung der gekröpften Welle.



gestumpften Körners gegen eine Führungskurve b drückt. Das an der Platte a befestigte Führungsstück ist ungefähr nach einer Evolvente gekrümmt. Ein am oberen Ende der Kurve b mittels Schnur angreifendes Belastungsgewicht veranlaßt das dichte und ständige Anliegen des Körners an der Führung. Bei dieser Anordnung liegt die Drehachse der Platte a in der Schnittebene des Werkzeuges, und der Abstand der Drehachsen des Werkzeuges und der Platte a ergibt den Krümmungsradius des Zylinders. Wie man aus Fig. 297 erkennt, läßt sich auf diese Weise der Krümmer aber etwa nur bis zur Hälfte ausbohren, weil er dann mit der Vorderkante gegen die Spindel d trifft. Es erschien zunächst nicht ganz leicht, hier Abhilfe zu schaffen; denn ändert man die Lage des Zylinders oder des Stahles, so wird die Ausbohrung nicht kreisrund sondern elliptisch. Bildet man aber das Werkzeug kugelförmig aus, so braucht die Schnittebene nicht senkrecht über der Drehachse von a zu liegen, und man wird doch eine kreisrunde Ausbohrung erhalten, da ja eine Kugel die Bohrung in jeder Lage in einem Kreise berührt (vgl. die gestrichelt gezeichnete Lage in Fig. 297). Man hat dann nur den Krümmer so vorzuschalten, daß der Abstand von Drehachse der Platte a bis Mitte Kugelfräser immer gleich dem gewünschten Krümmungsradius ist. In Fig. 298,

Digitized by Google

Skz. 2 z. B. ist die lotrechte Entfernung der beiden Mitten gleich 101 mm, die wagerechte gleich 55 mm; das ergibt für den radialen Abstand, also für die Hypotenuse des rechtwinkligen Dreiecks, 115 mm, d. i. die für den Krümmungsradius vorgeschriebene Größe. Fig. 298, Skz. 3 zeigt den zum Schruppen, Skz. 4 den zum Fertigbohren bestimmten Fräser.

Das Abdrehen der zugehörigen Kolben war verhältnismäßig einfach. Wie Fig. 298, Skz. 6 zeigt, liegt die Schneide des Stahles 115 mm senkrecht über der Drehachse der Platte a, auf der der Kolben c mit seinem Flansch in gleicher Weise befestigt ist, wie es für die Zylinder angegeben ist. Der Stahl ist in einen Gußeisenring eingespannt, durch dessen Öffnung der Kolben beim Vorwärtsschalten passieren kann. Die Nuten für die Kolbenringe werden mit einem Stahl von genau entsprechender Breite eingedreht. Kontrollmessungen haben ergeben, daß die nach dieser Methode hergestellten Zylinder und Kolben bis auf 0,001″ genau rund waren, und daß der Genauigkeitsgrad des Krümmungshalbmessers innerhalb dieser Grenze lag.

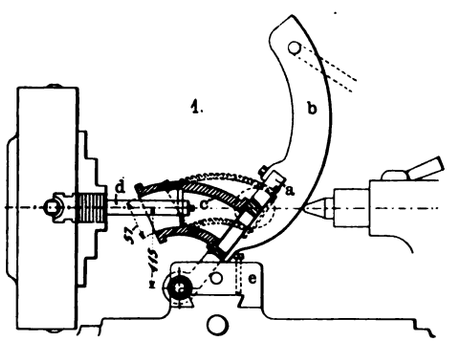
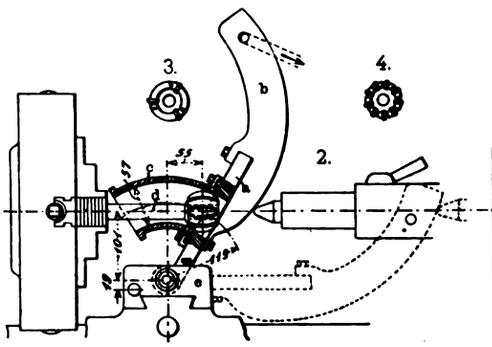


Fig. 297.



Z. A.: Vorrichtung zum Ausbohren von Krümmern.

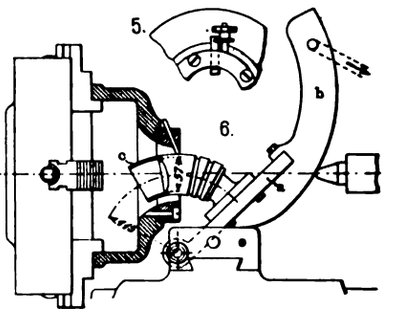


Fig. 298.

Das Calypsollager.

(Mit Abbildungen, Fig. 299—301.)

Nachdruck verboten.

Das Calypsollager hat seinen Namen von dem zur Verwendung gelangenden Schmiermittel, dem sogenannten Calypsol-Grease erhalten. Es ist das ein vegetabilisches Fett mit einem sehr hohen Schmelzpunkte und einem entsprechend niedrigen Gefrierpunkte. Wie uns versichert wird, ist es frei von Harzen, Säuren und anderen schädlichen Bestandteilen. Außer dem Fett wird in den Lagerdeckel, der einen verhältnismäßig großen Hohlraum zur Aufnahme des Schmierextraktes aufweist, noch Calypsol-Yarn eingebracht. Dies sind mit dem Calypsolfett getränkte reine Wollfäden, die eine ökonomische Schmierung ermöglichen, weil sie nur soviel Schmiermittel abgeben, als zur guten Schmierung des Lagers erforderlich ist. Diese Wollfäden verfolgen weiter den Zweck, etwa in die Lager gelangende Schmutzteilchen von Welle und Lagerschale fernzuhalten. Ein Tropfen der Lager ist bei diesem Schmiersystem ausgeschlossen.

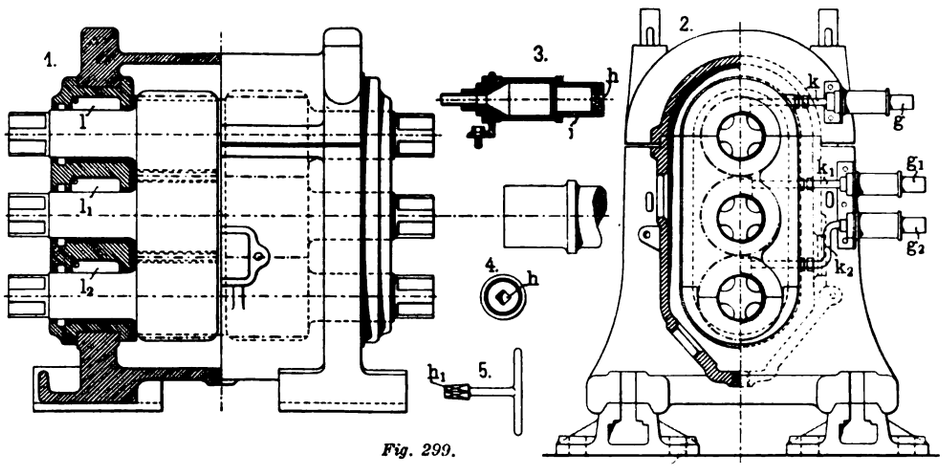


Fig. 299.

Die Calypsol-Schmierung, deren Hauptvorteile der geringe Verbrauch, die große Sauberkeit im Betrieb, der Fortfall jeder Bedienung und die absolute Betriebssicherheit sind, haben sich nicht nur bei allen Gattungen von Lagern, sondern auch bei anderen Gleitflächen wie z. B. Zahnradgetrieben seit mehreren Jahren durchaus bewährt. Der Calypsolverbrauch ist sehr gering. Fig. 299 zeigt ein Trio-Kammwalzengerüst, zu dessen Schmierung zwei Sorten Calypsol benutzt werden, ein dickflüssiges Fett, die sogenannte Kammwalz-Calypsol-Emulsion zur Schmierung der Zähne und ein harter Calypsolextrakt zur Schmierung der Zapfen. Die Emulsion wird in den Kammwalzentrog, der Calypsolextrakt zur Schmierung der Zapfen in die Drucktöpfe g, g_1, g_2 gefüllt. Durch Drehung des Schlüssels (Fig. 299, Skz. 5), der mit seinem Vierkant h_1 in das Vierkantloch h der Schmierbüchse i (Fig. 299, Skz. 3 u. 4) eingeführt wird, wird das Fett durch die Leitungen k, k_1, k_2 in die Hohlräume l, l_1 l_2 über den Zapfen gepreßt. Während des Betriebes muß von Zeit zu Zeit etwas Calypsolextrakt durch die Schmierbüchsen nachgedrückt werden. Das in die Hohlräume eingedrückte Fett tritt, nachdem es die Zapfen geschmiert hat, in den Gerüsttrog und dient dort zur Schmierung der Zähne, so daß ein Nachfüllen des Troges niemals nötig sein wird.

Wie für Kammwalzen wird Calypsol auch zur Schmierung bei allen anderen eingekapselten Zahnradgetrieben, so z. B. elektrischen Bahnen usw. verwendet, ebenso bei Achslagern, Rollgängen, Trockenzylindern, also bei Lagern, die von außen erhitzt werden. Bei höheren Temperaturen bis 200° C kommen die sogen. Calypsolkissen in Anwendung, die ähnlich wie ein Schwamm wirken und sehr sparsam arbeiten.

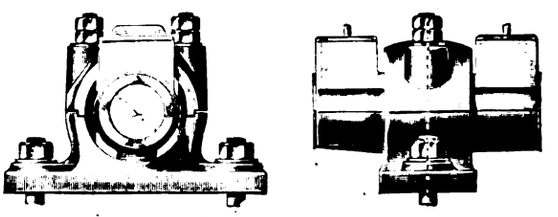


Fig. 300.

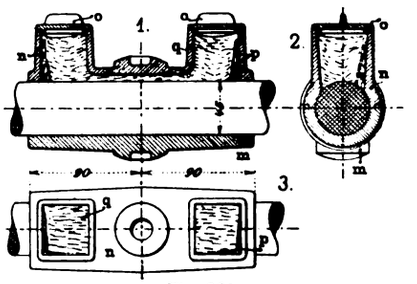


Fig. 301.

Fig. 299—301. Z. A.: Das Calypsollager.

Fig. 300 zeigt ein von den Deutschen Calypsol-Transmissionswerken, G. m. b. H., Düsseldorf ausgeführtes Sellers-Lager, das für Calypsolschmierung eingerichtet ist. In welcher Weise ein solches Lager mit Calypsol zu füllen ist, soll an Hand der schematischen Fig. 301 erläutert werden. Der kastenförmig ausgebildete Lagerdeckel n wird auf den Lagerkörper m aufmontiert. Darauf werden die Innenwände des Calypsolbehälters je nach ihrer Größe in einer 1,5 bis 3 cm starken Schicht mit Calypsol-Yarn p ausgekleidet. Der übrige freibleibende Raum des Calypsolbehälters wird mit Calypsol-Grease q gefüllt. Der Hohlraum wird dann durch einen dichtpassenden Deckel o verschlossen, so daß Staub oder Schmutz, die größten Feinde jeder Lagerstelle, nicht eindringen können.

Ausführung von Einzelteilen. An den beweglichen Teilen einer Maschine oder eines Apparates tritt weit eher ein Defekt ein, als an ruhenden unbewegten Stellen. Besonders sind es gegossene Teile, die häufig kräftiger gehalten werden sollten. Neben ungenügender Materialstärke ist es vielfach die Befestigung, die zu schwach ist, auch kommt Rost und Auszehrung durch Hitze dazu. Ein Gestell braucht nicht massiv und schwer zu sein; es genügt, wenn die Ecken mit Winkeln versehen und die Wände versteift sind. Bei Maschinen sind die Kraft aufnehmenden oder abgebenden Stellen zu sichern; eher wird ein Lockern einzelner Teile eintreten, ehe ein Bruch erfolgt. Bei Stößen, Erschütterungen, finden Brüche nur statt, wenn der betreffende Teil zu schwach ist.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 19. Begründet von **W. H. Uhland.** **10. September 1908.**

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Eine Heißdampf-Tandemmaschine

nach dem Prinzip der „größten Raumersparnis".

(Mit Zeichnungen auf Tafel 47 und Abbildungen, Fig. 302—305.)

Nachdruck verboten.

Schon die ersten Konstruktionen (a. d. J. 1900) des Direktors Max Schmidt der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg in Schl. liefen darauf hinaus, die Baulänge der Dampfmaschinen auf ein Mindestmaß zu reduzieren. Bekannt geworden ist davon besonders die kurzgebaute liegende Tandem-Dampfmaschine, über die auch wir an dieser Stelle schon mehrfach berichteten. Eine neue, eben in diese Kategorie gehörige Konstruktion stellt die in Fig. 302 in der Zusammenstellung veranschaulichte stehende Heißdampf-Tandemmaschine von 200 bis 250 PS dar, welche die genannte Gesellschaft u. a. für die Deutschen Telephonwerke G. m. b. H. in Berlin ausführte.

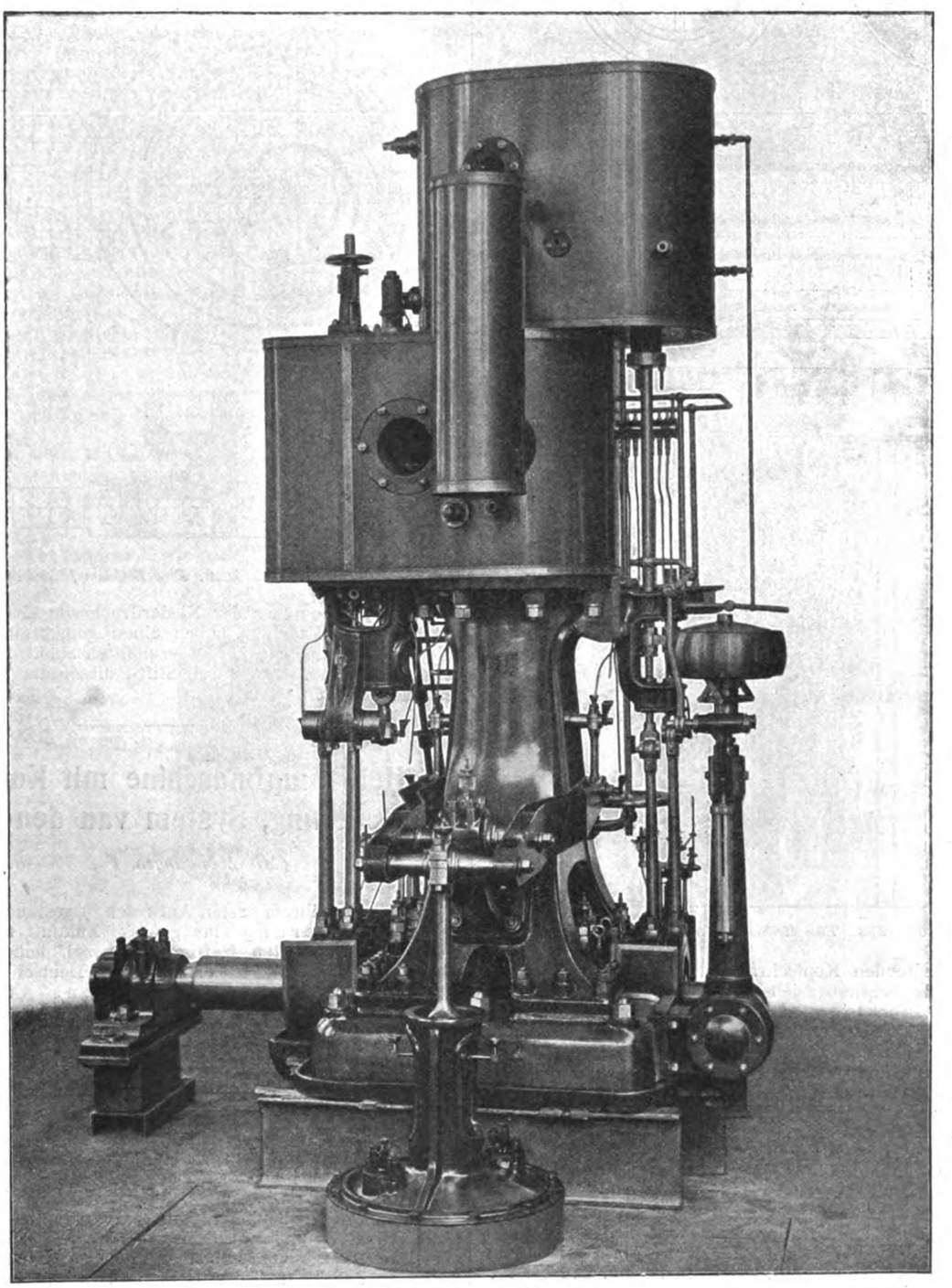


Fig. 302. Z. A.: Eine Heißdampf-Tandemmaschine.

Wie man aus der Abbildung Fig. 302 erkennt, wird hier die Raumersparnis einerseits durch unmittelbares Aufeinandersetzen der beiden Zylinder und anderseits durch Gegenüberstellen der Schieberkästen erreicht. Der freien Beweglichkeit wegen sitzt der Hochdruckzylinder auf dem sich weniger ausdehnenden Niederdruckzylinder. Jener ist mit rechts, dieser mit links liegender Steuerung versehen. Die Exzenter erscheinen dicht an den Ständer der Maschine herangedrückt, wodurch auch deren Breite gering ausfällt. Die Luftpumpe ist in den Boden versenkt und wird durch Balancier und Lenker vom Kreuzkopfzapfen aus angetrieben.

Als Steuerungsorgan ist für den Hochdruckzylinder ein kombinierter Rider-Kolbenschieber und für den Niederdruckzylinder der Meyersche Doppelschieber mit veränderlicher Expansion angewandt.

Der durch Fig. 303 u. 304 detaillierte kombinierte Rider-Kolbenschieber besteht aus einem Verteilungs- und einem Expansionsschieber (l, m-n), die beide den jeweiligen Belastungsschwankungen entsprechend durch den Regulator verstellbar sind. Dadurch, daß der Grundschieber vom Regulator beeinflußt wird, erhält jede Schieberfläche eine sogen. Schleifbewegung, die ein dauerndes Dichthalten der Schieber und dadurch eine dauernd gute Dampf-Ökonomie gewährleistet.

Der Expansionsschieber l hat die Form eines Hohlzylinders, in dessen mit einem konischen Widerlager versehenen Mittelstege die Schieberstange mittels einer Mutter festgehalten ist. Der Grundschieber besteht aus den durch drei 70 mm breite Stege zusammenhängenden Ringen m und den über diese gesteckten Schleifringen n; diese legen sich gegen die Wandungen des Schieberkastens (vgl. Fig. 11—13, Taf. 47) an, in jenen gleitet der Expansionsschieber. Die Grundschieberstange wird durch ein Rohr gebildet, das lose über die Expansionsschieberstange gesteckt und mit der Büchse m durch Sechskant- und konische Mutter sowie Keile starr verbunden ist.

Der Kolbenschieber-Kasten bildet mit dem Mantel des Hochdruckzylinders (Fig. 11—13, Taf. 47) ein Gußstück, das auf der Seite des Zylindermantels außen Rippen zeigt und oben und unten in breite Flanschen endet. Der Kernzylinder ist auswechselbar eingesetzt. Stutzen für Sicherheitsventil und Manometer sowie Dampf sind vorgesehen.

Beim Niederdruckzylinder, den Fig. 1—6 auf Taf. 47 darstellen, sind Mantel und Kernzylinder in einem Stück gegossen. Als Steuerungsorgan fungiert der in Fig. 26—30, Taf. 47 detaillierte Meyersche Doppelschieber, dessen Expansionsschieber-

Digitized by Google

platten b durch eine Flachfeder auf den Spiegel des Grundschiebers c angedrückt gehalten werden. Der Grundschieber enthält zwei Kanalgruppen, denen ebensolche im Spiegel des Schieberkastens entsprechen. Die beiden Expansionsschieberplatten werden mittels zweier auf dem linken und rechten Gewinde der Schieberstange a sitzenden Metallmuttern eingestellt.

Über die Ausbildung des Zwischenstücks geben Fig. 17, 24 und 25 der Tafel Auskunft. Es ist ein Hohlgußstück, das zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder eingeflanscht wird und für Metall-Packung eingerichtet ist. Das Zwischenstück enthält die Einsatzbüchse h, deren Flansche durch die den

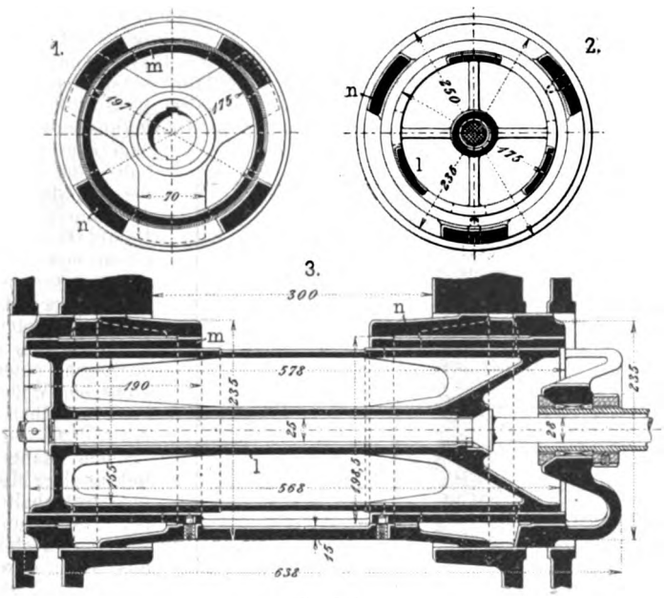


Fig. 303.

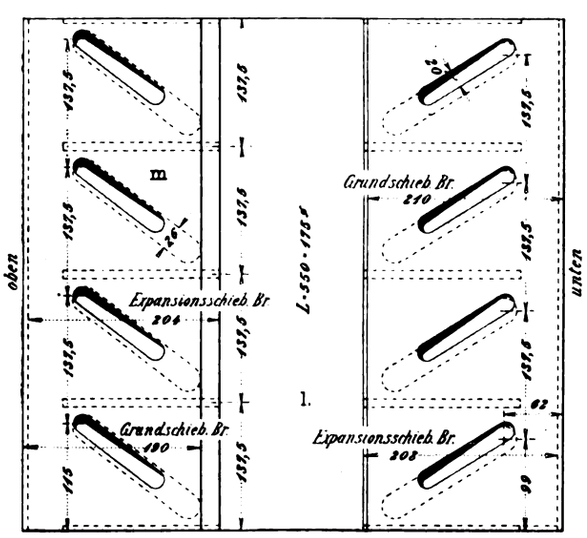


Fig. 303 u. 304. Z. A.: Eine Heißdampf-Tandemmaschine.

Verschlußdeckel k haltenden Kopfschrauben mit angedrückt wird. Drahtringe dienen als Schraubensicherung, und in den Deckel k sind noch besondere Drosselringe aus Silbronit eingelegt, zwischen die ein Gußring geschaltet ist. Die Flansche des Zwischenstückes enthält an der einen Stelle eine 8 mm weite, vorn für $^3/_8$" Gasgewinde erweiterte Bohrung für den Anschluß des Entwässerungsrohres.

Die konstruktive Ausführung der Schieberstangenführung auf der Niederdruckseite geben die Fig. 7—10 auf Taf. 47 im Verein mit Fig. 302 wieder. Eine Erklärung ist dazu nicht erforderlich.

Der Ständer der Maschine (Fig. 18—20, Taf. 47) ist im Gegensatz zu so vielen anderen modernen Ausführungen geschlossen. Diese Form bietet der offenen gegenüber den Vorteil der größeren Stabilität, außerdem aber ist hier der Kreuzkopf sicherer geführt als beim offenen Ständer, bei dem ja nur Kreuzköpfe mit einem Schuh angewendet werden können. Überlegt man sich, daß bei der liegenden Dampfmaschine die doppelseitige Kreuzkopfführung als die allein richtige angesehen wird, so erscheint es fast unlogisch, für die stehende den einseitigen Kreuzkopf anzuwenden. Die dieser Tatsache so oft entgegengehaltene Behauptung, daß der einseitige Ständer den Kreuzkopf zugänglicher mache, ist nur eine scheinbare, im Betriebe wenigstens ist sie entschieden nicht vorhanden, weil dann der Kreuzkopf durch das Spritzblech verdeckt ist.

Die vier Füße des sehr kräftigen Ständers ruhen auf der kastenartigen Grundplatte der Maschine, die allseitig von einer tiefen Ölrinne umgeben ist, um so das Abtropfen von Öl zu verhindern. Die Grundplatte enthält die beiden Kurbellager; die Kurbelgruben sind derart untereinander verbunden, daß das Öl aus der flacheren in die tiefere abfließen kann. Sechs Anker (Fig. 18, 19 u. 21, Taf. 47) halten die Grundplatte auf dem Fundamente fest.

Die Luftpumpe ist in Fig. 14—16, 22 u. 23 der Tafel detailliert und besteht aus dem oben zylindrischen, unten trichterförmig gestalteten Gehäuse d, in das der Pumpenzylinder e auswechselbar eingesetzt ist. Der Pumpenkolben f hat oben eine zylindrische, unten eine konische Form und wird durch die Kolbenstange mitgenommen. Innerhalb des Pumpenkolbens befindet sich der Verdränger g, durch den die Kolbenstange in einer Rotgußführungsbüchse hindurchgeht. Es sind im ganzen sechs Ventile vorhanden, denen ebensoviele Klappenfänger, Klappenbolzen und Klappen, sowie Rotgußführungsringe entsprechen. Die Abdichtung des Kolbens im Zylinder e erfolgt durch fünf Liderungsringe.

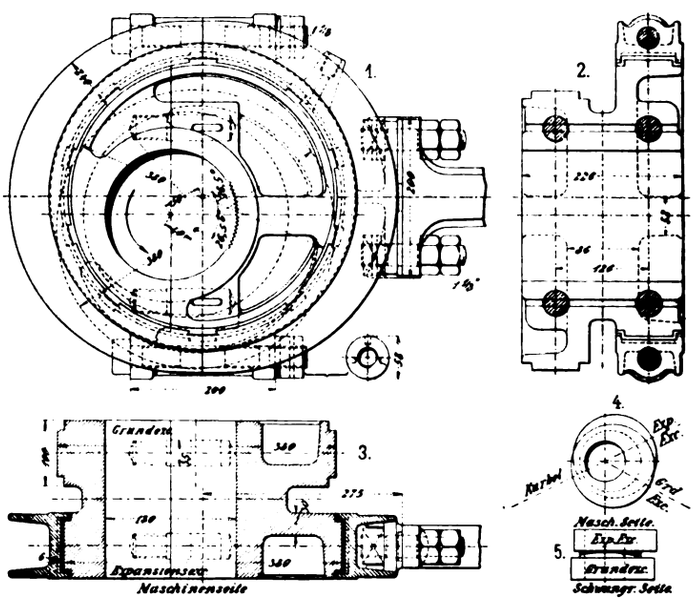


Fig. 305. Z. A.: Eine Heißdampf-Tandemmaschine.

Die Exzenter der Niederdruckseite sind in Fig. 305 detailliert. Beide Exzenter haben einen gemeinsamen Block, aus dem die Exzenterscheiben herausgeschnitten sind. Block und Bügel sind zweiteilig; jener wird durch Stift-, dieser durch Kopfschrauben zusammengehalten.

Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung, System van den Kerchove.

(Mit Abbildungen, Fig. 306—308.)

Nachdruck verboten.

Schon bei ihrem ersten Auftreten *) gestand man der Kolbenventilsteuerung eine gewisse Zukunft zu, und sie hat auch alle in sie gesetzten Hoffnungen bezgl. hoher Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit erfüllt. In Deutschland wird die der Société Anonyme des Anciens Ateliers de Construction van den Kerchove in Gent patentierte Steuerung von der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann in Chemnitz gebaut.

Fig. 306 zeigt die Ausführung des Kolbenventils für den Dampfeingang mit aufgeschnittenen gedachter Laufbüchse, in der sich der Kolbenventilkörper mit geringem Spiel senkrecht auf und ab bewegt. Das Kolbenventil gibt doppelten Dampfeintritt. Die beiden Liderungen bestehen aus je zwei federnden Dichtungsringen mit dahinter gelegtem gemeinschaftlichen Spannring. Die Liderungen sind frei beweglich, so daß sich die Dichtungsringe gleichmäßig und dicht an die Laufbüchse anlegen. Das Einpassen und Einsetzen der Liderungen läßt sich mit Sorgfalt bewirken, da der Kolbenventilkörper mehrteilig ausgeführt ist. Öffnung und Schluß der Dampfkanäle wird von den Kanten der Dichtungsringe bewirkt.

In ähnlicher Weise erfolgt, wie Fig. 307 erkennen läßt, die Ausführung des Kolbenventils für den Dampfausgang.

*) Vgl. die verschiedenen Abhandlungen über die van den Kerchove-Kolbenventilsteuerung in dieser Zeitschrift.

Digitized by Google

Die Kolbenventile sind in jeder Lage entlastet; sie setzen der Bewegung daher nur den Widerstand entgegen, den die gegen die Laufbüchse federnden Dichtungsringe verursachen. Die Ventilbewegung kann aus diesem Grunde mit dem geringsten Aufwand an Arbeit und mit größter Genauigkeit erfolgen. Ein Undichtwerden der Abschlußorgane infolge hoher Temperatur ist wegen der freien Beweglichkeit der Liderungsringe ausgeschlossen. Von besonderer Wichtigkeit ist jedoch, daß die Kolbenventile keine durch Sitze begrenzte Schlußlage haben, somit alle die Nachteile, welche die Folge harten Aufsetzens gewöhnlicher Ventile auf ihre Sitze sind, z. B.: Undichtheit, Brüche usw., unmöglich werden.

Wesentlich ist ferner, daß die Kolbenventile eine verhältnismäßig große Überdeckung der Einströmungs- und Ausströmungskanäle der Laufbüchse erhalten. Die Geschwindigkeit des Kolbenventils nimmt beim Durchlaufen dieser Überdeckung stetig zu, so daß sie beim Beginn des Öffnens bereits eine bedeutende Größe besitzt und zu Ende der Einströmperiode ihren Höchstwert erreicht. Hierdurch wird die Drosselung während der Einströmperiode auf ein Mindestmaß gebracht und damit die Leistung der Maschine erhöht. Die Bewegung des Ausströmventils vollzieht sich in gleicher Weise.

Als Vorzüge der Kolbenventil-Anordnung sind sonst noch zu nennen: kleine schädliche Räume, zugleich aber kleine Abkühlungsflächen und sehr kurze Dampfwege einfachster Gestaltung. Auch ergeben sich, da die Heizung der Zylinderköpfe durch strömenden Frischdampf erfolgt, nur geringe Einström-Kondensations-Verluste.

Die äußere Steuerung ist in Fig. 308 dargestellt, die den Querschnitt durch das Kopfstück eines Hochdruck-Zylinders zeigt. Der Antrieb erfolgt durch die parallel der Zylinderachse liegende Steuerwelle. Von dem auf dieser sitzenden Exzenter wird das Einlaß- wie das Auslaß-Ventil betätigt. In dem zum Einlaß-Ventil gehörigen Ventilbock ist ein Bolzen gelagert, um den zwei Hebel schwingen: der doppelarmige Ventilhebel, dessen innerer Arm mit der Ventilspindel in Eingriff steht und der am Ende seines äußeren Armes eine Schneide für den Angriff der Mitnehmerklinke trägt, und der mit dem Exzenterstangenkopf mittels Bolzen gekuppelte einarmige Klinkenhebel. An diesem Bolzen ist die durch eine Feder gegen die Ventilhebelschneide gedrängte Mitnehmerklinke frei aufgehängt.

Der Klinkenhebel nebst Mitnehmerklinke wird von der Exzenterstange aus bewegt. Bei höchster Lage des Klinkenhebels befindet sich die Schneide der Klinke dicht über der des Ventilhebels, so daß dieser beim Abwärtsgang der Stange sofort stoßfrei von der Klinke mitgenommen wird. Hiermit beginnt das Heben des Einströmventils, das so lange andauert, bis die Auslösung durch die vom Regulator verstellte Anschlagrolle erfolgt. Durch Federdruck und Eigengewicht wird darauf die Schlußbewegung des Ventils bewirkt. Ein Puffer dämpft die Bewegung auf dem nach Schluß der Einströmkanäle vom Kolbenventil noch zurückzulegenden Wege ab und bringt das Ventil bis zum nächsten Anhub zur Ruhe.

(Schluß folgt.)

Fig. 306. *Z. A.: Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung.*

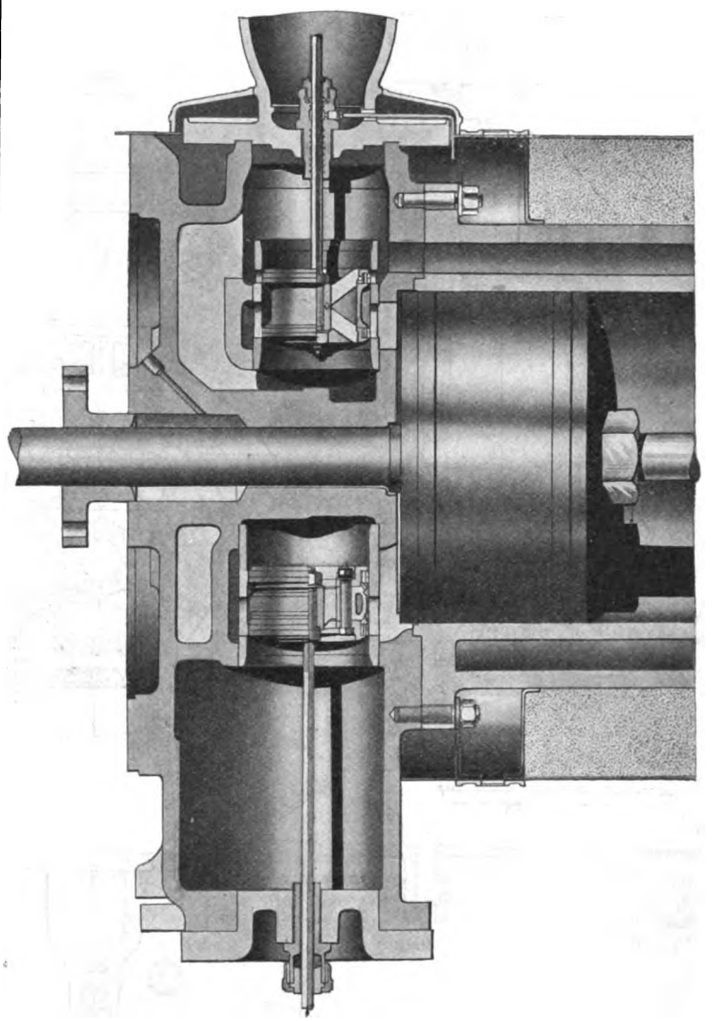


Fig. 307.

Diese Steuerungen leiden gewöhnlich noch unter dem Nachteil, daß die Ventilerhebungen sehr gering werden und daher bei sehr großen Ventildurchmessern hohe Dampfgeschwindigkeiten im Ventilspalt zur Folge haben. Es ist daher auch eine bekannte Tatsache, daß die Indikator-Diagramme solcher Maschinen einen schlechten Verlauf der Admissionskurven zeigen. Vergrößerter Dampfverbrauch ist die naturgemäße weitere Folge dieses Mangels. Man versuchte nun auf die mannigfachste Weise Abhilfe zu schaffen. Am häufigsten begegnet man bei solchen Maschinen sehr großen Steuer-Exzentern und entsprechend großen Wegen der Rollkurven; beides veranlaßt aber großen Widerstand für die Regulierung und stärkeren Verschleiß.

Eine sehr vereinfachte Ventilsteuerung mit eigenartig konstruierten Rollkurven wird in jüngster Zeit von der Maschinenfabrik J. E. Christoph Akt.-Ges. in Niesky nach den Patenten ihres Direktors O. Hunger ausgeführt, die den Antrieb je zweier Ein- und Auslaßventile durch ein einziges Exzenter ermöglicht. Bei Tandemmaschinen mit Ventilsteuerung an beiden Zylindern ist man sogar in der Lage, für je zwei Einlaßventile ein

Ventilsteuerung, System Hunger.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 46, Fig. 1—7.)

Nachdruck verboten.

Erst seit der Einführung und konstruktiven Durchbildung der einfachen verstellbaren Exzentersteuerung mit Rollkurven ist es möglich geworden, Ventilmaschinen mit Tourenzahlen laufen zu lassen, wie man sie noch vor wenig Jahren kaum für möglich gehalten hätte. Man baut heute schnellaufende Ventilmaschinen mit 250 und mehr Touren, die ebenso geräuschlos und betriebssicher arbeiten wie Schiebermaschinen, und erreicht damit bei bedeutend besserer Regulierungsfähigkeit eine wesentlich größere Ökonomie im Dampf- und Schmiermaterialverbrauch. Daß Rollkurven nicht schon früher für die Ventilsteuerung Verwendung gefunden haben, obwohl sie zu den ältesten Elementen des Dampfmaschinenbaues gehören, lag daran, daß die Antriebsmechanismen bei den kleineren Füllungen nur sehr geringe Wege für die Ventilerhebung zur Verfügung hatten, die zum Antrieb einer Rollkurve nicht genügten.

Die Einführung des Achsenreglers lenkte die Aufmerksamkeit der Konstrukteure wieder auf die Rollkurven, so daß heute wohl die meisten mit Rollkurven arbeitenden Steuerungen mit Achsenreglern ausgerüstet sind.

Exzenter und für alle vier Auslaßventile ebenfalls nur ein Exzenter zu verwenden. Welche enorme Vereinfachung dies bedeutet, wird jedem einleuchten, der die älteren Ventilmaschinen kennt und weiß, daß zu jedem Ventil neben einer größeren Zahl von Hebeln, Bolzen usw. immer ein Exzenter mit den nötigen Gestängen gehört. Bei einer einzylindrigen Maschine werden gegenüber früheren Konstruktionen zwei Exzenter mit den zugehörigen Gestängen, bei einer Tandemmaschine sogar fünf gespart, ohne daß dadurch ein Nachteil für die Dampfverteilung entsteht.

In Fig. 1—7 der Tafel 46 ist die Steuerung einer Maschine von 330 mm Zylinder-Durchmesser und 500 mm Hub dargestellt, die maximal mit 200 Touren läuft. Ein auf die Steuerwelle a aufgekeilter Achsenregler bekannter Konstruktion verstellt Voreilwinkel und Hub eines Exzenters (Fig. 2 u. 5). Dessen variable Bewegung wird durch Stange und Hebel auf eine oberhalb des Zylinders gelagerte Welle d übertragen; auf dieser sitzt für jedes Einlaßventil ein Hebel, an dem je eine kurze Zugstange angreift, die an ihrem freien Ende zwei Rollen e trägt. Die Rollen e erhalten eine Bohrung, die einige Zehntel Millimeter größer ist als der durchgehende Bolzen, so daß sie sich bei der Bewegung immer aufeinander abwälzen (Fig. 4 und 6). Die untere der beiden Rollen läuft auf einer im Ventilbock festgelagerten Rollenbahn, während die andere

Digitized by Google

sich gegen die Verlängerung der Ventilspindel f legt (Fig. 3). Beide Rollflächen, die obere wie die untere, haben eine der notwendigen Ventilerhebung entsprechende Form. Es ist leicht einzusehen, daß durch diese Anordnung einmal der Hub des Ventils größer sein kann als bei Anwendung einer Rollkurve, und daß andererseits die Erreichung des notwendigen maximalen Hubes viel früher stattfindet als bei jener.

Der Erfolg ist ein Dampfdiagramm, wie es selbst mit einer Ausklink-Steuerung nicht schöner zu erreichen ist, wobei zu beachten ist, daß die betreffende Maschine ca. 200 Touren macht. Um ein sanftes Anheben und ebenso sanftes Aufsetzen des Ventils zu erreichen, ist die untere Rollenbahn mit einer ganz sanft ansteigenden Fläche versehen. Man ist dadurch in der Lage, während des Betriebes den Übertragungsteilen soviel Vorspannung geben zu können, daß der Beginn der Erhebung im richtigen Moment einsetzt, ohne Geräusch zu verursachen.

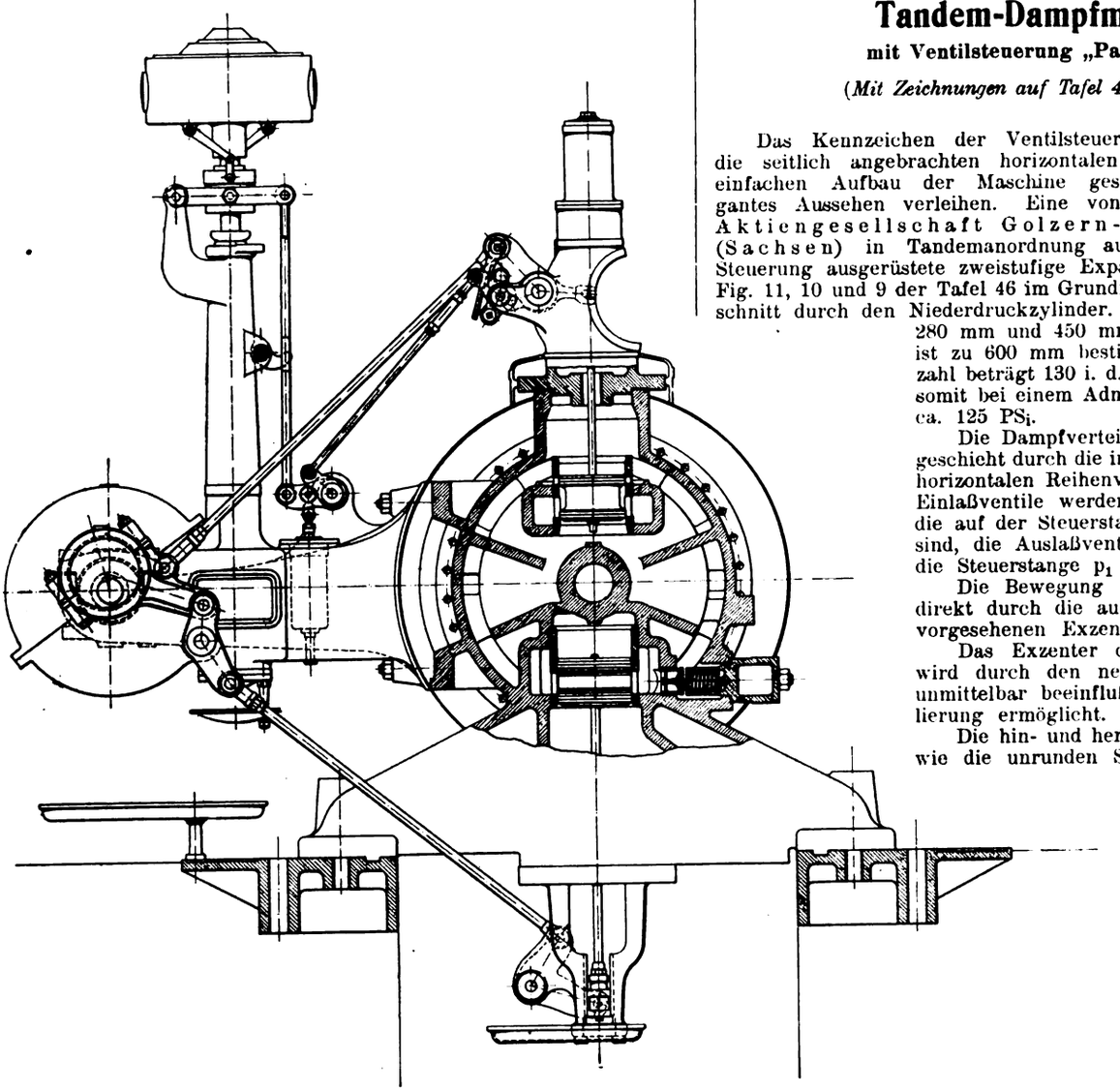


Fig. 308. Z. A.: Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung.

Die Auslaßventile (Fig. 7) sind in ganz gleicher Weise gesteuert, nur erhalten sie ihre Bewegung von einem fest aufgekeilten Exzenter c, von dem mittels Stange und Hebel eine unterhalb des Zylinders befindliche Welle d_1 bewegt wird. Um eine gute Lagerung der Ventilantriebswellen zu erreichen, sind diese nicht in den Ventilböcken, sondern außerhalb in Lagern gehalten, die mit dem Fundamentrahmen oder der Zylinderstütze verschraubt sind. Ein Klemmen dieser Achse durch stärkeres oder schwächeres Anziehen eines Ventilbockes oder durch Wärmeausdehnung ist somit ganz ausgeschlossen. Die Regulierungsfähigkeit ist deshalb dauernd vorzüglich, da weder ein einseitiger Verschleiß, noch ein Ecken oder Kanten eines Teiles eintreten kann. Die Bewegungen der beiden Ventilantriebswellen werden von deren vorderen Enden aus eingeleitet, da man einerseits an dieser Stelle die Drücke direkt durch ein Lager aufnehmen kann und weil andererseits die Zugänglichkeit zu den Ventilböcken von allen Seiten, auch von der Steuerungsseite her, wesentlich erleichtert wird. Die Steuerwelle a läuft ihrer geringen Länge wegen, nur in zwei Lagern (Fig. 2), was eine weitere Vereinfachung bedeutet.

Im übrigen ist die ganze Maschine nach modernen Gesichtspunkten konstruiert und ausgeführt; es sind daher auch überall nur feststehende Öler angeordnet, Kurbel und Pleuelstange laufen in einem geschlossenen Gehäuse, die Ventilspindel ist mit stopfbüchsenlosen Dichtungen versehen.

Die Fabrikation der beschriebenen Maschine ist von der üblichen Norm abweichend und gestaltet sich verhältnismäßig billig. Es werden nämlich Maschinen von 450—1000 mm Hub in neun, die sämtlichen Steuerungsteile dagegen nur in drei Modellen angefertigt. Die äußeren Steuerungen einschließlich der Regulatoren reichen also immer für drei Maschinengrößen und können demnach als Massenartikel hergestellt werden. Die Dimensionierung ist so getroffen, daß beispielsweise zwischen zwei nächstliegenden Modellen immer nur die Steuerwelle und die beiden glatten Exzenterstangen verschieden lang angefertigt werden müssen.

Tandem-Dampfmaschine

mit Ventilsteuerung „Patent Kron".

(Mit Zeichnungen auf Tafel 46, Fig. 8—13.)

Nachdruck verboten.

Das Kennzeichen der Ventilsteuerung „Patent Kron" sind die seitlich angebrachten horizontalen Ventile, die einen sehr einfachen Aufbau der Maschine gestatten und ihr ein elegantes Aussehen verleihen. Eine von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Golzern-Grimma in Golzern (Sachsen) in Tandemanordnung ausgeführte und mit Kron-Steuerung ausgerüstete zweistufige Expansionsmaschine zeigen die Fig. 11, 10 und 9 der Tafel 46 im Grundriß, Längsschnitt und Querschnitt durch den Niederdruckzylinder. Die zwei Zylinder haben 280 mm und 450 mm Bohrung, der Kolbenhub ist zu 600 mm bestimmt, die normale Tourenzahl beträgt 130 i. d. Min. Die Maschine leistet somit bei einem Admissionsdruck von 9 At abs. ca. 125 PS_i.

Die Dampfverteilung im Hochdruckzylinder geschieht durch die in den Deckeln angeordneten horizontalen Reihenventile (Fig. 12 u. 13). Die Einlaßventile werden durch Nocken gesteuert, die auf der Steuerstange o_1 beweglich gehalten sind, die Auslaßventile durch Nocken, die auf die Steuerstange p_1 aufgekeilt sind.

Die Bewegung der Steuerstangen erfolgt direkt durch die auf der Maschinenhauptwelle vorgesehenen Exzenter o und p.

Das Exzenter o für die Einlaßsteuerung wird durch den nebenliegenden Achsenregler unmittelbar beeinflußt, was eine exakte Regulierung ermöglicht.

Die hin- und herbewegte Steuerstange trägt wie die unrunden Scheiben ausgebildete keilförmige Steuernocken oder Steuerfische, die zwecks Eröffnung des Ventiles mittels zweier Stahlrollen die Stangenbewegung in eine zu ihr senkrechte Bewegung der Ventilspindel umsetzen. Die Stahlrollen sind in einer mit der Ventilspindel verschraubten runden Geradführung gelagert. Eine zylindrische Schraubenfeder bewirkt den Schluß des Ventiles in dem Maße, wie es die Bewegung der Nocken gestattet. Wir haben es also mit einer zwangläufigen Ventilsteuerung zu tun, die infolge der zweckmäßigen Ausbildung der Steuernocken auch bei hohen Umdrehungszahlen stoßfreies Aufsetzen der Ventile und einen ruhigen sanften Gang der Maschine gewährleistet. Die Dampfverteilung im Niederdruckzylinder geschieht durch einen Trickrundschieber mit fester Expansion (Fig. 8 u. 10). Diese Verwendung eines einzigen Organes zur Steuerung des Dampfein- und -Auslasses trägt wesentlich zur Vereinfachung der Konstruktion bei.

Die beiden Zylinder sind auf Gleitschienen gelagert, um der Ausdehnung bei Erwärmung Rechnung zu tragen und leichtes Auseinandernehmen zu ermöglichen. Das Verbindungsstück zwischen Hochdruckzylinder d und Niederdruckzylinder h nimmt in einer Kammer e ein Einlaß-, in einer Kammer f ein Auslaßventil für den Hochdruckzylinder auf und trägt die den beiden Zylindern gemeinsame Stopfbüchse, die mit einer entlasteten, ausbalanzierten, reibungsfreien Metallpackung ausgerüstet ist.

Der Dampf wird durch das Hauptrohr a zugeführt, gelangt durch einen Wasserabscheider, das Anlaßventil und ein u-förmiges Rohr zu den beiden oberen Einlaßräumen und strömt nach geleisteter

Digitized by Google

Arbeit durch die Auslaßorgane nach dem Receiver. Dieser wird durch zwei am Hochdruck- und Niederdruckzylinder angegossene Kammern gebildet, verringert also die Abkühlungsfläche der Zylinder; umgekehrt wird durch die Heizung des Aufnehmers eine Verkleinerung des Spannungsabfalles erreicht. Von dem Aufnehmer gelangt der Dampf durch den Trickrundschieber g nach dem Niederdruckzylinder und nach geleisteter Arbeit durch die Ableitung i und ein Doppelsitzventil k, das mit Kondensation oder Auspuff zu arbeiten gestattet, nach der Kondensflasche l. Zum Absaugen der Luft und des Kondensates dient eine einzylindrige nasse Luftpumpe m, die vom Kurbelzapfen aus angetrieben wird.

Da alle Maschinenteile, die aus bestem Material und mit großer Sorgfalt hergestellt sind, verhältnismäßig kräftige Abmessungen erhalten haben, dürfte eine frühzeitige Abnutzung auch der am meisten beanspruchten Organe ausgeschlossen sein.

Die Schmierung der Dampfzylinder wird durch Schmierpressen bewirkt, während der Kurbelzapfen Zentrifugalschmierung hat; für alle übrigen bewegten Teile sind übersichtlich und leicht zugänglich angeordnete Tropföler mit Moment-Abschluß vorgesehen.

Kurbelwelle ein konisches, am anderen ein Stirnrad; dieses kann durch eine Zahnmuffe mit der Welle gekuppelt werden, während jenes auf der Welle festgekeilt ist. Da das Stirnrad lose auf der Welle läuft, so mußte für die Laufstelle eine besondere Schmiereinrichtung vorgesehen werden; sie besteht in einem auf die Welle gesetzten Schmiergefäß, aus dem das Schmiermaterial in eine achsiale Bohrung tritt, von der eine radiale Bohrung zur Schmierstelle führt.

Die beiden Kurbelgruben stehen mit der Exzentergrube durch

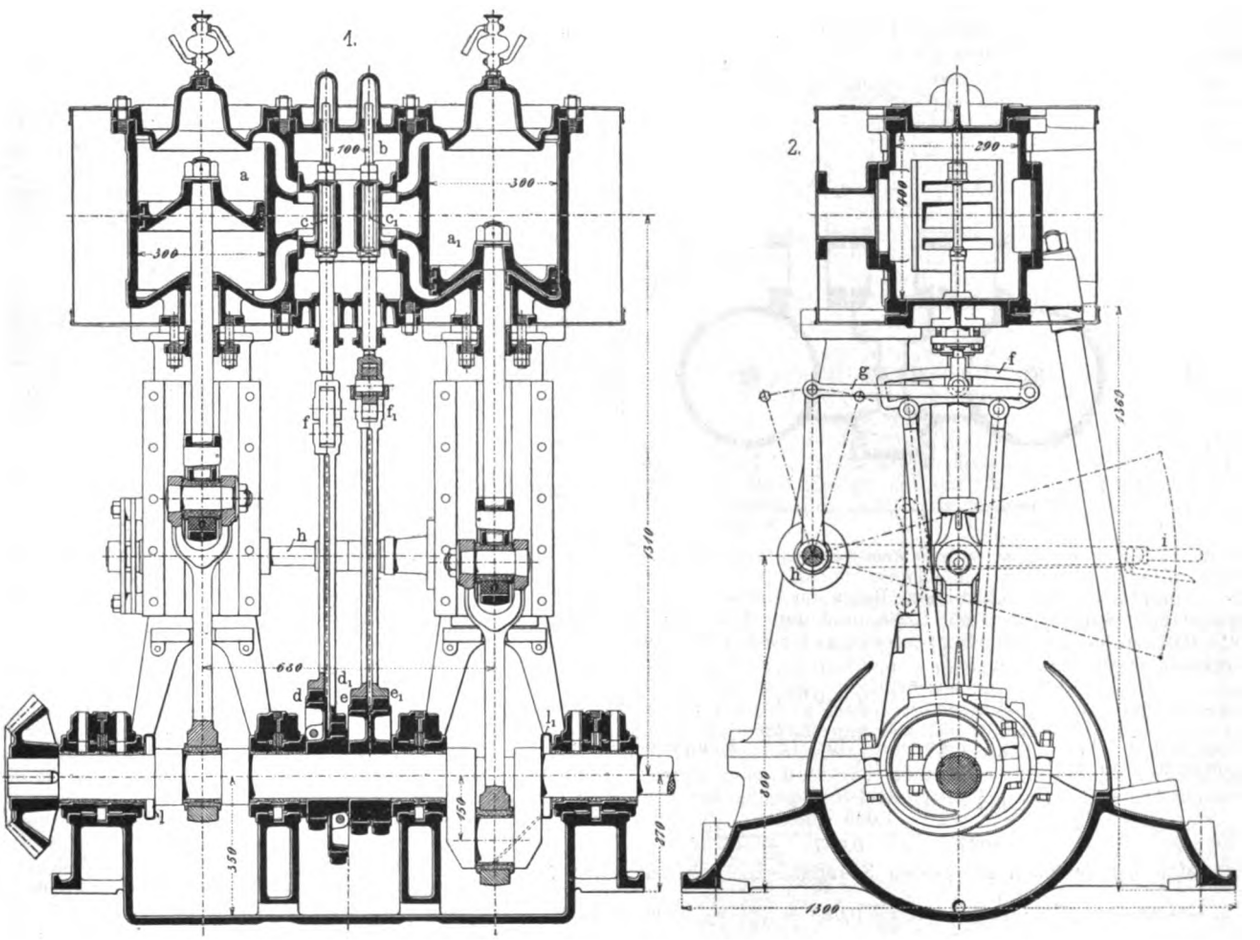


Fig. 309. Z. A.: Stehende Kran-Zwillings-Dampfmaschine.

Stehende Kran-Zwillings-Dampfmaschine.

(Mit Abbildungen, Fig. 309 u. 310.)

Nachdruck verboten.

Für den im „Prakt. Masch.-Konstr." 1907, Heft 4 an Hand der Tafel 10 beschriebenen 40 t-Schwimmkran für den Triester Hafen wurde seitens der Firma Bromovsky, Schulz & Sohr in Adamsthal bei Brünn auch die durch Fig. 309 u. 310 veranschaulichte stehende Kran-Dampfmaschine geliefert.

Diese ist als Zwilling für einen Anfangsdruck von 8 At gebaut und hat Stephensonsche Kulissensteuerung; ihre Zylinder sind mit dem Schieberkasten, der beiden Zylindern gemeinsam ist, in einem Stück gegossen und unten mit festen, oben mit abnehmbaren Deckeln versehen. Der Schieberkasten liegt zwischen den beiden Zylindern und enthält die nach ein und demselben Radius gebogenen Schieberspiegel, auf denen sich Muschelschieber c c_1 bewegen, deren Laufflächen entsprechend gebogen sind. Die Schieberstangen finden in den Endwänden des Schieberkastens ihre Führung und tragen zum Nachstellen der Schieber Gewinde; sie erfassen in bekannter Weise die Kulissensteine. Mit den Kulissen selbst stehen die Exzenter in Verbindung. Der mit Förderfeststellung versehene Handhebel, mittels dessen die Kulissen verstellt werden, sitzt auf der in den Ständern der Maschine gelagerten Achse h; er betätigt durch diese einen einarmigen Hebel, an den die Kulissen f durch Lenker g angeschlossen sind.

Der frische Dampf strömt dem Schieberkasten durch das Rohr k_2 zu, während der Abdampf durch die Rohre k k_1 abgeleitet wird. Die Exzenterscheiben jedes zusammengehörigen Exzenterpaares sind in einem Gußstück hergestellt.

Die Kurbelwelle ist in einem Stück geschmiedet und ruht in vier mit der kastenförmigen Grundplatte in einem Stück gegossenen Lagern, von denen die beiden außen liegenden kräftiger sind als die inneren. Die Kurbeln sind im Winkel von 90° zueinander versetzt; die Kurbelzapfen werden von aufgesetzten Ölringen aus durch Kanäle von innen heraus geschmiert. Am einen Ende trägt die Aussparungen in den Lagerfüßen derart in Verbindung, daß das zurückgehaltene Tropföl aus allen drei Gruben einem Ablasse zufließen kann.

Die Schalen der Kurbellager sind auswechselbar und mit Weißmetall gefüttert; eingesetzte Zapfen verhindern die Verschiebung der Schalen im Gehäuse und Deckel. Die Kreuzköpfe haben je nur einen Schuh und führen sich an den Ständern, auf denen das Zylindergußstück durch Schrauben einseitig auskragend befestigt ist. Die Zylinderstützen haben unten breite Füße, mit denen sie auf entsprechenden Augen an der Grundplatte ruhen. Die ganze Konstruktion macht den Eindruck für starke Beanspruchung berechneter Kompaktheit.

Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in **Elbing.**

Nachdruck verboten.

Für eine liegende Einzylinder-Dampfmaschine von 50 PS_e Nutzleistung mit Kondensation sind die Hauptdimensionen zu ermitteln, wobei eine Spannung im Dampferzeuger $p_0 = 8$ At Überdruck zugrunde zu legen ist. Die Steuerung der Maschine soll durch einen Rider-Büchsenschieber erfolgen und der Dampfzylinder mit Heizmantel versehen sein.

Berechnung von Zylinderdurchmesser, Hub und Tourenzahl.

Bezeichnet $p_0 = 8$ At Überdruck $= 9$ At absolut die Spannung im Dampfkessel, so muß mit Rücksicht auf den in der Leitung, hauptsächlich in Rohrkrümmern auftretenden Druckverlust mit einer geringeren Eintrittsspannung des Dampfes in den Zylinder oder Kolbenraum gerechnet werden.

Digitized by Google

Als mittlere absolute Admissionsspannung kann man nehmen:

$$p = 0{,}9 \,.\, p_0 - 0{,}5 = 0{,}9 \,.\, 9 - 0{,}5 = 7{,}6 \text{ At.}$$

Diesem Admissionsdruck entspricht für Einzylinder-Kondensations-Maschinen die wirtschaftlich günstigste Füllung von 10% des Kolbenweges.

Wenn s der Kolbenhub der Maschine und s_1 der Kolbenweg im Momente der Absperrung durch den Schieber auf der Eintrittsseite ist, so ist $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ das Füllungsverhältnis.

Wählt man eine mittelgroße Kolbengeschwindigkeit und zwar c = 2,1 m per Sek., so hat man die auf c = 1,0 m Kolbengeschwindigkeit entfallende Nettoleistung:

$$\frac{N_n}{c} = \frac{50}{2{,}1} = 23{,}809 \text{ PS.}$$

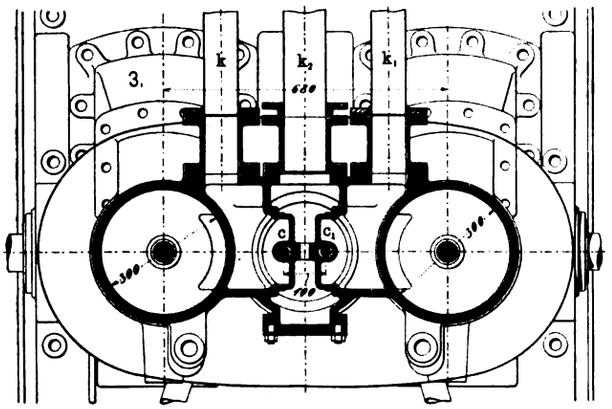


Fig. 310. Z. A.: Stehende Kran-Zwillings-Dampfmaschine.

Nimmt man den schädlichen Raum im Zylinder zu 3½% vom Kolbenhubvolumen, also m = 0,035, und den Wert der Drosselung $\vartheta = 0{,}01$, so hat man den Expansionsgrad ε für 10% Füllung

$$\varepsilon = \frac{0{,}96 + m}{\frac{s_1}{s} + m} = \frac{0{,}96 + 0{,}035}{0{,}10 + 0{,}035} = 7{,}37$$

und den Kompressionsgrad, für 12% Kompression angenommen,

$$\varepsilon_1 = \frac{1{,}035 \cdot \frac{s_2}{s}}{0{,}037} = \frac{1{,}035 \cdot 0{,}88}{0{,}037} = 4{,}19 \,.$$

Man hat demnach die beiden Spannungskoeffizienten f und f_1

$$f = \frac{s_1}{s} + (1-\vartheta) \cdot \left(\frac{s_1}{s} + m\right) \cdot \text{log. nat. } \varepsilon + 0{,}02 \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot (1-\vartheta) - 0{,}001 \cdot (1+\vartheta),$$

$$= 0{,}10 + (1-0{,}01) \cdot (0{,}10 + 0{,}035) \cdot \text{log. nat. } 7{,}37 + 0{,}02 \cdot \frac{1}{7{,}37} \cdot (1 - 0{,}01) - 0{,}001 \cdot (1 + 0{,}01),$$

$$= 0{,}10 + 0{,}99 \cdot 0{,}135 \cdot 1{,}99742 + 0{,}00272 \cdot 0{,}99 - 0{,}001 \cdot 1{,}01 = \mathbf{0{,}368};$$

$$f_1 = \frac{s_2}{s} + 1{,}1\left(1{,}035 - \frac{s_2}{s}\right) \cdot \text{log. nat. } \varepsilon_1 + 0{,}0011 \cdot \varepsilon_1 - 0{,}020,$$

$$= 0{,}88 + 1{,}1 \cdot (1{,}035 - 0{,}88) \cdot \text{log. nat. } 4{,}19 + 0{,}0011 \cdot 4{,}19 - 0{,}020,$$

$$= 0{,}88 + 0{,}24427 + 0{,}00461 - 0{,}020 = \mathbf{1{,}126}.$$

Für Einzylindermaschinen mit Kondensation kann die mittlere absolute Ausströmungsspannung gesetzt werden: $p_1 = 0{,}21$ At, und es ergibt sich schließlich die mittlere indizierte Spannung:

$$p_i = p \cdot f - p_1 \cdot f_1 = 7{,}6 \cdot 0{,}368 - 0{,}21 \cdot 1{,}126 = 2{,}56 \text{ At.}$$

Schätzt man den mechanischen Wirkungsgrad η zu 0,78, so ergibt sich die vorläufige wirksame Kolbenfläche:

$$O_1 = \frac{75}{10000} \cdot \frac{N_n}{c} \cdot \frac{1}{\eta \cdot p_i} = \frac{75}{10000} \cdot 23{,}809 \cdot \frac{1}{0{,}78 \cdot 2{,}56} = 0{,}0894 \text{ qm.}$$

Für den Querschnitt der Kolbenstange wird zur wirksamen Kolbenfläche noch ein Zuschlag von 3% gemacht, so daß dann $O_1 = 1{,}03 \,.\, 0{,}0894 = 0{,}0920$ qm wird und der vorläufige Kolbendurchmesser

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot O_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0920}{3{,}14}} = \backsim 0{,}343 \text{ m}.$$

Um den genaueren Kolbendurchmesser zu erhalten, hat man noch zu ermitteln:

r_0 = die dem Leergang entsprechende Widerstandsspannung und

η = den Koeffizienten der zusätzlichen Reibung.

Für Einzylinder-Kondensations-Maschinen ist:

$$r_0 = 0{,}025 + 0{,}05 \cdot \sqrt{p + \frac{0{,}045}{D}},$$

$$= 0{,}025 + 0{,}05 \cdot \sqrt{7{,}6 + \frac{0{,}045}{0{,}343}} = 0{,}292 \text{ At};$$

$$\eta = \frac{0{,}10}{D + 0{,}60} = \frac{0{,}10}{0{,}343 + 60} = \backsim 0{,}105.$$

Hiernach wird die zur Nettoleistung zugehörige Nutzspannung:

$$p_n = \frac{1}{1+\eta} \cdot (p_i - r_0) = \frac{1}{1 + 0{,}105} \cdot (2{,}56 - 0{,}292) = 2{,}05 \text{ At.}$$

Die korrigierte wirksame Kolbenfläche wird daher:

$$O = \frac{75}{10000} \cdot \frac{N_n}{c} \cdot \frac{1}{p_n} = \frac{75}{10000} \cdot 23{,}809 \cdot \frac{1}{2{,}05} = 0{,}087 \text{ qm};$$

hierzu den 3% Zuschlag für die Kolbenstange, mithin:

$$O = 1{,}03 \,.\, 0{,}087 = 0{,}090 \text{ qm}$$

und demnach die Zylinderbohrung

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot O}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}090}{3{,}14}} = \backsim 0{,}340 \text{ m}.$$

Natürlich wird der Durchmesser auf D = 0,350 m abgerundet, dessen wirksame Fläche endgültig mit 3% Zuschlag

$$O = 0{,}97 \cdot \frac{D^2 \pi}{4} = 0{,}97 \cdot \frac{0{,}35^2 \cdot 3{,}14}{4} = 0{,}0933 \text{ qm ist.}$$

Die indizierte Pferdekraftleistung wird:

$$N_i = \frac{10000 \cdot O \cdot c \cdot p_i}{75} = \frac{10000 \cdot 0{,}0933 \cdot 2{,}1 \cdot 2{,}56}{75} = 66{,}86 \text{ PS.}$$

Die indizierte Leergangleistung:

$$N_0 = \frac{10000 \cdot O \cdot c \cdot r_0}{75} = \frac{10000 \cdot 0{,}0933 \cdot 2{,}1 \cdot 0{,}292}{75} = 7{,}63 \text{ PS},$$

also die totale Nutzleistung:

$$N_n = \frac{1}{1+\eta} \cdot (N_i - N_0) = \frac{1}{1 + 0{,}105} \cdot (66{,}86 - 7{,}63) = 53{,}60 \text{ PS}$$

und der Wirkungsgrad: $\eta_i = \frac{N_n}{N_i} = \frac{53{,}60}{66{,}86} = 0{,}80$.

Um auch die Maschinenleistung für die gesteigerte Füllung $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ zu haben, ist die mittlere indizierte Spannung für dieses Füllungsverhältnis abermals zu berechnen.

Während $p' = 0{,}21$ und $f' = 1{,}126$ beibehalten werden, wird der Expansionsgrad $\varepsilon = \frac{0{,}96 + m}{\frac{s_1}{s} + m} = \frac{0{,}96 + 0{,}035}{0{,}125 + 0{,}035} = 6{,}21$, der Spannungskoeffizient:

$$f = 0{,}125 + (1 - 0{,}01) \cdot (0{,}125 + 0{,}035) \cdot \text{log. nat. } 6{,}21 + 0{,}02 \cdot \frac{1}{6{,}21} \cdot (1 - 0{,}01) - 0{,}001 \cdot (1 + 0{,}01),$$

$$= 0{,}125 + 0{,}99 \cdot 0{,}160 \cdot 1{,}82618 + 0{,}00272 \cdot 0{,}99 - 0{,}001 \cdot 1{,}01 = 0{,}415.$$

Die indizierte Spannung ist dann:

$$p_i = p \cdot f - p' \cdot f_1 = 7{,}6 \cdot 0{,}415 - 0{,}21 \cdot 1{,}126 = 2{,}91 \text{ At},$$

folglich die indizierte Leistung für 12½% Füllung:

$$N_i = \frac{10000 \cdot O \cdot c \cdot p_i}{75} = \frac{10000 \cdot 0{,}0933 \cdot 2{,}1 \cdot 2{,}91}{75} = 76{,}02 \text{ PS}_i,$$

die Nettoleistung:

$$N_n = \frac{1}{1+\eta} \cdot (N_i - N_0) = \frac{1}{1 + 0{,}105} \cdot (76{,}02 - 7{,}63) = 61{,}89 \text{ PS}_e$$

und der Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{N_n}{N_i} = \frac{61{,}89}{76{,}02} = 0{,}814.$$

Macht man den Kolbenhub, wie es für Transmissions-Dampfmaschinen üblich ist, gleich dem doppelten Zylinderdurchmesser, also s = 2 . D = 2 . 0,350 = 0,700 m, so erhält man entsprechend der mittleren Kolbengeschwindigkeit c = 2,1 m/Sek., die Tourenzahl der Maschine:

$$n = \frac{30 \cdot c}{s} = \frac{30 \cdot 2{,}1}{0{,}7} = 90 \text{ per Minute.}$$

(Fortsetzung folgt.)

Eine Heißdampf-Umsteuerungs-Lokomobile auf Tragfüßen.

(Mit Abbildung, Fig. 311.)

Nachdruck verboten.

Daß man nach den günstigen Erfolgen mit der einfachen Heißdampflokomobile auch die Förderlokomobile für Heißdampf einrichten würde, war zu erwarten. Die Lösung dieses Problems ist der Firma R. Wolf in Magdeburg-Buckau gelungen. Sie baut Heißdampf-Umsteuerungslokomobilen auf Tragfüßen für mittlere Leistungen von 12 bis 33 PSe.

Lokomobilen dieses Typs sind überall verwendbar, wo die Drehungsrichtung der Antriebswelle fortgesetzt geändert werden muß, wie z. B. beim Fördern aus Schächten und auf schiefer Ebene, bei Aufzügen, Winden, Tiefbohrapparaten usw.

Digitized by Google

Um die Umsteuerung zu ermöglichen, erhalten die in ihrer inneren Ausgestaltung durch die verschiedenen Beschreibungen an dieser Stelle schon bekannten Lokomobilen an Stelle des Achsenreglers eine Umsteuerungsvorrichtung Bauart Pius Fink. Es ist dies eine Exzentersteuerung von verhältnismäßiger Einfachheit und leichter Verstellbarkeit. Das Exzenter ist bei ihr mit der Kulisse unter Vermeidung von Exzenterstangen unmittelbar verbunden. Die Bewegung des Kulissensteines wird durch ein Gehänge

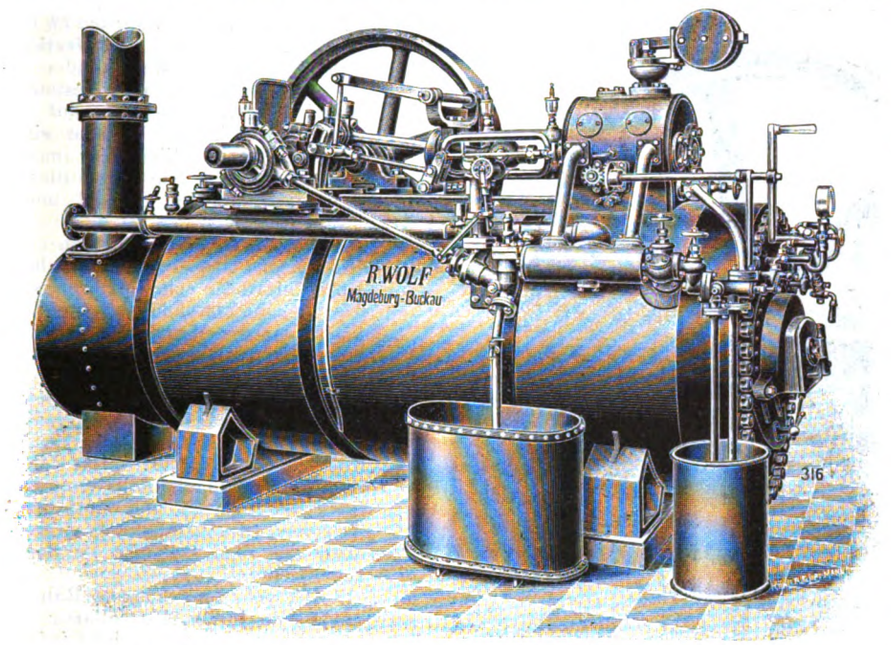


Fig. 311. Z. A.: Eine Heißdampf-Umsteuerungs-Lokomobile auf Tragfüßen.

mittels Winkelhebels und Zugstange bewirkt; die letztere ist mit Zahnfeststellung für verschiedene Füllungsgrade versehen.

Da bei dieser Umsteuerung nur der Kulissenstein und nicht die Kulisse selbst verstellt wird, so wirkt deren Gewicht sowie das der sonst vorhandenen Exzenterstangen auch nicht belastend. Die Verstellung geht leichter vor sich, weil der Kolbenschieber im Gegensatz zu dem unter Dampfdruck stehenden Flachschieber völlig entlastet ist. Auch kann der Kulissenstein hier nicht springen.

Das Absperrventil wird mittels einer Kurbel, die durch Zahnradübersetzung auf ein doppelgängiges Flachgewinde wirkt, in der Weise betätigt, daß eine kaum einmalige Umdrehung genügt, um das Ventil vollständig zu öffnen und zu schließen. Ventilkurbel und Steuerstange befinden sich an der Stirnseite der Lokomobile und sind leicht zu bedienen.

Der neue Deutzer Motor M. 11.

(Mit Abbildungen, Fig. 312 u. 313.)

Nachdruck verboten.

Der Motor M. 11 bildet den neuesten liegenden Typ der von der Gasmotoren-Fabrik Deutz in Cöln-Deutz konstruierten Kleinkraftmaschinen; sie erfüllen die theoretische Forderung des vollkommenen Arbeitsprozesses in einem Grade, wie es sonst nur bei Großgasmaschinen der Fall war! Hierdurch wird sowohl hohe Betriebssicherheit als auch günstiger Brennstoffverbrauch erlangt, außerdem ist auf gute Zugänglichkeit und Auswechselbarkeit aller Teile Wert gelegt. Die Motoren stellen eine für regelmäßigen Dauerbetrieb geeignete Maschine dar, deren Umlaufzahl mit Rücksicht auf geringe Abnützung so niedrig gewählt ist, als es sich mit den Anforderungen an eine gedrängte Bauart verträgt. Für die Arbeitsweise ist der Viertakt beibehalten worden.

Der Maschinenrahmen (vgl. Fig. 313) trägt die Lager für die Kurbel- und Steuerwelle; er ist mit dem Kühlwassermantel in einem Stück gegossen, und es ruht insbesondere auch der letztere fast in seiner ganzen Länge direkt auf dem Fundament, so daß jedes Durchbiegen des Zylinders beim Arbeiten der Maschine ausgeschlossen ist. Um der Abnützung des aus Hartguß hergestellten Zylinderrohres Rechnung zu tragen, wird es auswechselbar in den Kühlwassermantel eingesetzt, wobei wegen der eintretenden Temperaturänderungen die Möglichkeit freier Ausdehnung gewahrt ist.

Der lang gehaltene Kolben geht dichtschließend im Zylinder. Er ist mit selbstspannenden Ringen aus weichem Spezialguß versehen, wobei jeder einzelne Ring nur eine verhältnismäßig geringe Federung besitzt, so daß der Druck auf die Zylinderwandung nicht stärker als eben nötig ist. Hierdurch, sowie durch die große Länge des Kolbenkörpers wird die Abnützung des Zylinders auf das geringste Maß beschränkt und eine zuverlässige Abdichtung erreicht. Der Kolbenbolzen ist mit harter, geschliffener Arbeitsfläche hergestellt, sorgfältig in den Kolbenkörper eingepaßt und gegen Lösen gesichert. Das Kolbenbolzenlager ist aus Bronze nachstellbar hergestellt.

Die Kurbelwelle ist aus Stahl geschmiedet, in ihren Abmessungen reichlich gehalten und genau gearbeitet. Die hin- und hergehenden Massen sind durch Gegengewichte ausgeglichen. Die Welle liegt in nachstellbaren, mit Weißmetall gefütterten Ringschmierlagern, deren Körper mit dem Maschinenrahmen in einem Stück gegossen sind.

Bei Konstruktion des Zylinderkopfes ist Einfachheit der Form bei gedrängter Bauart erstrebt worden, um auf diese Weise den bei älteren Konstruktionen beobachteten schädlichen Einflüssen der Erwärmung zu begegnen. Ein- und Ausströmventil sind übereinander leicht zugänglich eingebaut, und das Innere des Explosionsraumes läßt sich durch Abheben des Einströmventilgehäuses freilegen. Bemerkenswert ist die Anordnung, daß die Steuerwelle nur am Maschinenrahmen, also unabhängig vom Zylinderkopf, gelagert ist. Hierdurch wird seine gelegentliche Abnahme erleichtert, und die richtige Lagerung der Steuerwelle ist nicht abhängig vom genauen Ausrichten desselben.

Die Bewegung der Ventile (Fig. 312) erfolgt zwangläufig durch Hebelgestänge und harte, geschliffene Nockenscheiben von der Steuerwelle aus, die durch Schraubenräder mit der halben Umlaufzahl der Kurbelwelle angetrieben wird. Das Einströmventil, dessen Spindel das Gasventil trägt, wird so bewegt, daß das Gas-Luftgemisch bei allen Belastungen ein günstiges Mischungsverhältnis erhält.

Automatische Ventile wurden auch bei dem neuen Modell vermieden. Sämtliche Ventile sind vielmehr zwangläufig gesteuert und werden nur noch durch gerade Nocken betätigt, die einen sanften Ventilschluß gewährleisten.

Die Regelungsanordnung (vgl. Fig. 312) dieser Motoren ist durch P. 151 264 geschützt. Ein Präzisions-Federregulator von der Steuerwelle aus mittels in Ölbad laufender Zahnräder angetrieben, bewirkt durch Hubveränderung des Einströmventils Änderung der Menge des Ladungsgemisches, bei gleichbleibender Zusammensetzung. Durch diese Regelung wird nicht nur bei Vollbelastung, sondern auch bei geringer Belastung und selbst bei Leerlauf der

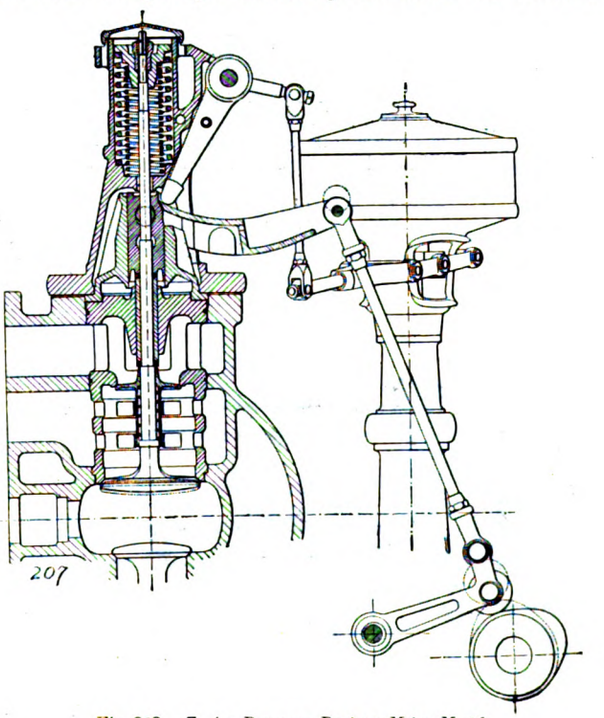


Fig. 312. Z. A.: Der neue Deutzer Motor M. 11.

günstigste Brennstoffverbrauch erreicht, und da selbst bei geringster Füllung das Gemenge sicher entzündet wird, so ist die Gleichmäßigkeit des Ganges der Maschine gesichert. Diese Regelungsweise hat den Vorteil, daß nur bei voller Maschinenleistung mit voller Kompression und mit vollen Maximaldrücken gearbeitet wird, während bei geringerer Leistung der Kompressionsgrad und damit auch die Anfangsspannungen geringer werden, wodurch die Beanspruchung der Maschinenteile bei geringerer Leistung ebenfalls vermindert wird.

(Schluß folgt.)

Digitized by Google

Die Hornsby-Stockport-Gasmaschine.

(Mit Abbildung, Fig. 314.)

Nachdruck verboten.

Unter den ausländischen Viertakt-Explosions-Kraftmaschinen nimmt der neue Hornsby-Stockport Motor der Hornsby-Stockport Gas Engine Works, Vertreter G. Meyer-Bütein Hamburg, eine Ausnahmestellung ein; sie ist die einzige Maschine, bei deren großen Ausführungen man die sogen. Bellamysche Verbrennungskammer findet und wo wassergekühlte Ventilspindeln verwendet werden.

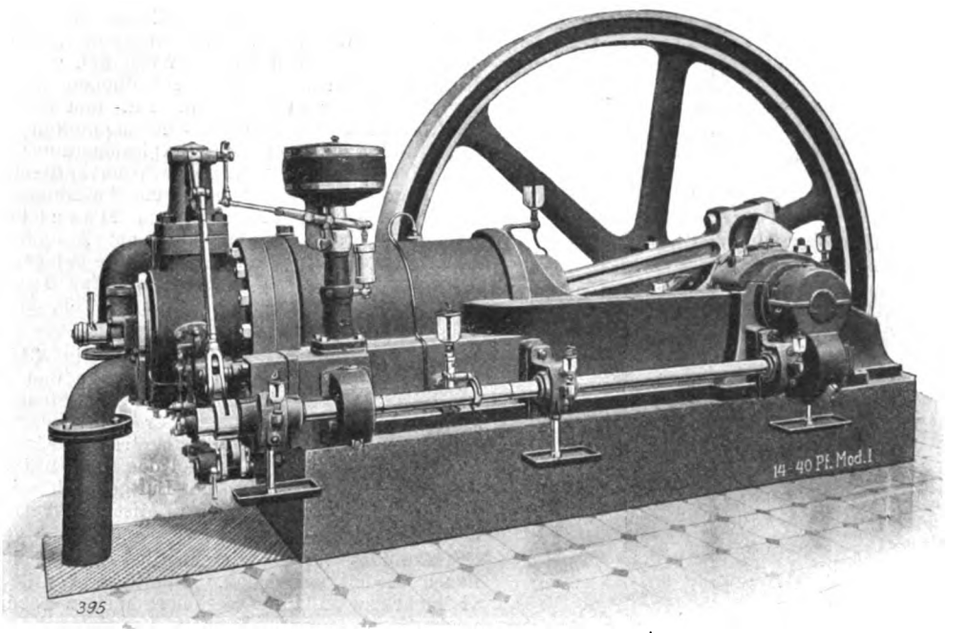


Fig. 313. Z. A.: Der neue Deutzer Motor M. 11.

Die Auspuffventile der Maschinen bis zu 135 PS sind massiv aus Gußstahl, die der größeren Motoren haben Wasserkühlung; sie werden aus zwei an der weitesten Stelle miteinander verschweißten Schmiedestücken gebildet. Die Ventilspindel ist ausgebohrt und mit Zu- und Abflußrohren für Kühlwasser in Verbindung gebracht. Bei den kleineren in Fig. 314 in Längenschnitt und Hinteransicht wiedergegebenen Typen bestehen die Ventile aus gußeisernen Tellern, in welche die stählernen Spindeln eingeschraubt und dann vernietet sind.

Sind bei den großen Maschinen Mantel und Haubenwandung in einem Stück gegossen, so ist Gefahr, daß sie brechen. Dies zu vermeiden, konstruierte Bellamy eine Haube, bei der sich die Kammerwand und der Kühlmantel unabhängig voneinander ausdehnen können. So ist die obere Hälfte des Mantels unabhängig von der unteren, indem man beide durch einen parallel der Zylinderachse laufenden Längenschlitz getrennt hat. Der so entstandene Zwischenraum wird nach Aufbringen der Mantelhälften durch Blechstreifen gut dichtend verschlossen. Für den Zündblock ist die Haube unterhalb des Einlaßventilgehäuses mit einem angegossenen Putzen versehen, der ebenfalls lose durch den Kühlmantel nach außen geführt ist. Der Schlitz wird wiederum durch ein in diesem Falle ringförmiges Deckblech verschlossen. Ein ebensolcher Ring verschließt den Schlitz zwischen dem Gehäuse des Auspuffventiles und der Aussparung in der unteren Hälfte des Mantels.

Bei den kleineren Maschinen nach Fig. 314 bilden Kühlmantel und Haube, wie gesagt, noch ein Gußstück, in welches das Kühlwasser durch das in Skz. 2, Fig. 314 links unten angedeutete Rohr l einströmt. Das Wasser umspült Haube und Zylinder und entweicht schließlich durch ein Rohr auf dem Zylinder nach der Rückkühleinrichtung.

Einlaß- (e) und Auslaßventil (a) sitzen einander gegenüber in der Haube. Beide werden zwangläufig durch Nocken und Gestänge von einer seitlich am Zylinder angeordneten Welle aus gesteuert, wobei Federn die Ventile auf den Sitz niederzuhalten bestrebt sind; die des Einlaßventiles e ist im Gehäuse, die des Auspuffventiles a außerhalb auf der Spindel untergebracht.

Die Luft strömt durch das Rohr l, das Gas durch den Hahn g zu. Unterhalb vom letzteren sitzt das vom Regulator beeinflußte Ventil m, das die Menge des der Luft beigefügten Gases regelt. Das unterhalb des Ventiles m im Luftkanale sich bildende Gemenge gelangt in das Gehäuse des Einlaßventiles und durch dieses in die Kompressionskammer. Das Ventil m untersteht ebenfalls dem Einflusse einer Feder und kann nach Ausheben des Gashahnes g nach oben aus dem Gehäuse herausgezogen werden.

Der sehr lang gebaute Rahmen geht vorn in die Kurbellager und einen Öltrog über und bietet infolge seiner Dimensionen große Sicherheit gegen Vibrationen.

Dieselmotor von Gebr. Sulzer in Winterthur.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 48 und Abbildung, Fig. 315.)

Nachdruck verboten.

Die durch ihre Dampfmaschinen allgemein bekannte Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur gehört mit zu den Firmen, die im Jahre 1893 den Dieselmotor aufgenommen haben. Auf Tafel 48 geben wir in Fig. 1—4 die Disposition einer von der genannten Firma kürzlich ausgeführten Dieselmotoren-Anlage im Hafen von Konstanza. Die betreffende Anlage ist für eine Leistung von 400 PS berechnet und enthält einen dreizylindrigen Dieselmotor, der durch eine Kupplung eine auf der Tafel nicht angedeutete Dynamomaschine treibt.

Der dreizylindrige Motor ist in den Details dem durch die Fig. 5—11 wiedergegebenen einzylindrigen gleich. Jeder Zylinder hat sein eigenes Ansaugrohr a und seinen Auspuffstutzen. Die drei Auspuffstutzen sind an ein gemeinsames Auspuffrohr b angeschlossen, das in einem außerhalb des Gebäudes aufgestellten Schalltopf endet.

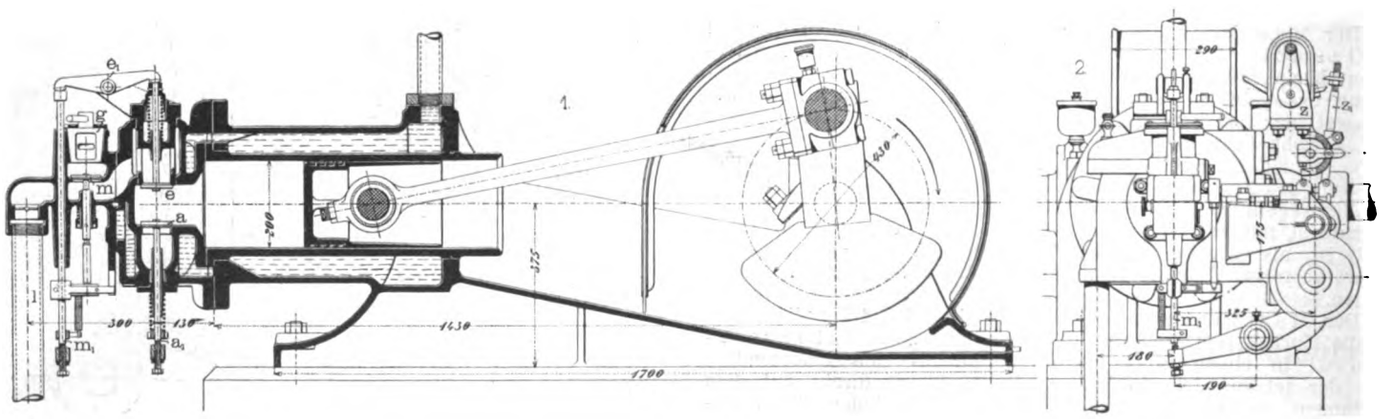


Fig. 314. Z. A.: Die Hornsby-Stockport-Gasmaschine.

Die Brennstoffpumpe c sitzt neben dem Antrieb k, und der Regulator d ist allen drei Zylindern gemeinsam. Bei e befindet sich die Einblaseluftpumpe, und bei f ist im Keller ein Kühler für die Einblaseluft aufgestellt. Die Brennstoffventile d sitzen zwischen dem Anlaß- (h) und dem Auslaßventil i. Das Gefäß, dem die zum Auslassen erforderliche Druckluft entnommen wird, ist bei l in einer

Digitized by Google

Aussparung der Mauer aufgestellt, darüber und von dem Maschinenpodeste zugänglich sind die Brennstoffbehälter untergebracht.

Das Schwungrad hat 2,7 m Durchmesser.

Beim Dieselmotor erfolgt bekanntlich die Einführung des Brennstoffes allmählich. Infolgedessen ist auch der Verbrennungsprozeß ein allmählicher, eine plötzliche explosionsartige Druckerhöhung findet hier nicht statt. Die Wirkungsweise ist die eines einfach wirkenden Viertaktmotors, nach je zwei Umdrehungen wiederholt sich der Prozeß und zerfällt in folgende Perioden. Beim ersten Hub wird die Luft eingesaugt, beim zweiten komprimiert und dadurch erhitzt, beim dritten der Brennstoff eingeführt, entzündet und zur Expansion gebracht und beim vierten Hube findet das Ausstoßen der Verbrennungsgase statt.

In seinem vertikalen Aufbau gleicht der Dieselmotor einer stehenden Dampfmaschine mit A-förmigem Gestell, nur sind die Abmessungen der Hauptteile mit Rücksicht auf die hohen Drücke entsprechend stärker gehalten. Der obere Teil des Ständers bildet den Kühlmantel des Arbeitszylinders, der selbst in den Mantel eingesetzt ist. Der Kolben enthält im unteren Teile einen Zapfen, an den die Pleuelstange angreift. Luftsaugventil n, Brennstoffventil g, Auspuffventil i und Anlaßventil h sind im Zylinderdeckel untergebracht und demnach bequem zugänglich. Das Anlaßventil tritt nur beim Ingangsetzen des Motors in Tätigkeit, während des Betriebes bleibt es ausgeschaltet. Die drei Ventile n, g und i werden durch Steuerhebel mit Stahlrollen, die auf unrunden Scheiben laufen, gehoben und durch Federn wieder niedergedrückt. Die Steuerscheiben sind auf die horizontale Steuerwelle aufgekeilt, und diese wird durch Vermittlung von zwei Schraubenräderpaaren von der Kurbelwelle mit der halben Tourenzahl angetrieben.

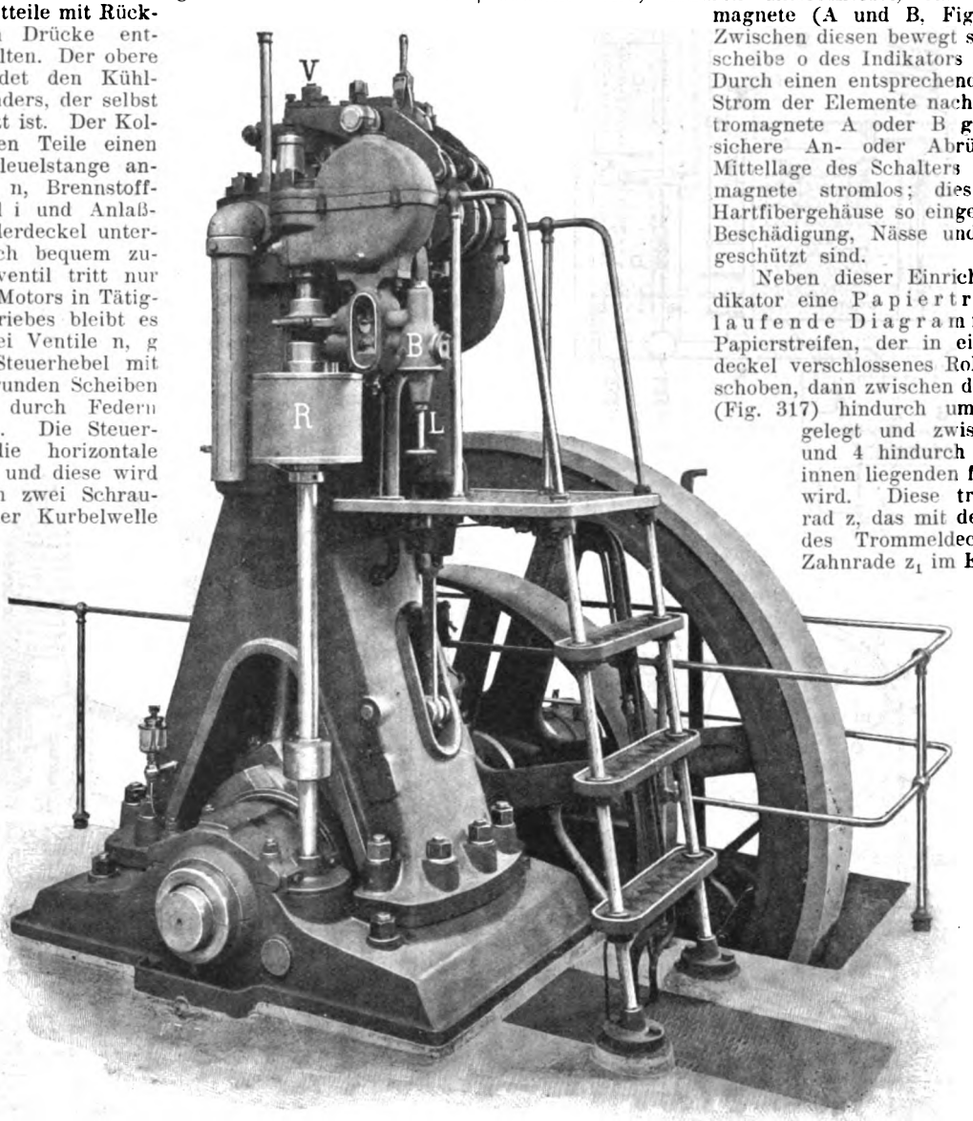


Fig. 315. Z. A.: Dieselmotor von Gebr. Sulzer in Winterthur.

Der Regulator sitzt auf der stehenden Antriebswelle und wirkt durch ein Gestänge auf das Saugventil der Brennstoffpumpe c derart ein, daß nur so viel Brennstoff in den Zylinder gelangt, als für eine bestimmte Beanspruchung des Motors gerade erforderlich ist.

Der Brennstoff wird durch die Brennstoffpumpe c nach dem Brennstoffzerstäuber p befördert, in dessen Gehäuse er sich mit hochgespannter Druckluft mischt. Der Zerstäuber hat einen konischen Kopf, in dem schmale Durchgangskanäle eingefräßt sind, durch die der Brennstoff fein zerstäubt in den Zylinder gelangt.

Die zum Einblasen des Brennstoffes erforderliche Druckluft wird vom Motor selbst mit Hilfe der Luftpumpe e erzeugt; aus der Atmosphäre angesaugt, wird die Luft in einer Verbundluftpumpe mit zwei Zylindern in zwei Stufen komprimiert und so auf den zum Einblasen erforderlichen Druck gebracht.

Luftpumpe und Arbeitszylinder sind mit Wasserkühlung versehen, und die beiden Kurbellager der Maschine sind mit Ringschmierung ausgestattet. Desgleichen ist dafür Sorge getragen, daß das von den Lagern abtropfende ausgenutzte Schmieröl durch Röhren in die Schmiersäcke der Lager wieder zurückgeführt wird.

Der Fernschreib-Indikator

System Maihak-Parish.

(Mit Abbildungen, Fig. 316 u. 317.)

Nachdruck verboten.

Der in Heft 10 d. Jahr. beschriebene Maihak-Indikator wird von seiner Erbauerin, der Firma H. Maihak in Hamburg, auch in der Form des in Fig. 316 dargestellten Fernschreib-Indikators ausgeführt. Dieser soll dazu dienen, von einer beliebig entfernten Stelle aus und nur durch eine Person von mehreren Maschinenzylindern gleichzeitig und schnell hintereinander Diagramme zu nehmen, ohne daß ein Wechseln des Papiers während einer Aufnahmeperiode erforderlich wäre.

Die Vorteile eines solchen Verfahrens sind jedem ohne weiteres klar, der die Indizierung von Großkraftmaschinen mit mehreren Zylindern, oder von solchen Maschinen vorzunehmen hat, wo die Dampfzylinder schwer zugänglich sind, wie z. B. bei Lokomotiven.

Der Indikator ist zunächst mit einer elektrischen Anrückvorrichtung versehen, die sich von den bisher zum Anrücken des Schreibzeuges benutzten Einrichtungen, bei denen bekanntlich das Abrücken des Schreibzeuges durch eine Feder bewirkt wird, dadurch unterscheidet, daß dafür zwei Elektromagnete (A und B, Fig. 316) benutzt sind. Zwischen diesen bewegt sich der mit der Drehscheibe o des Indikators verbundene Anker a. Durch einen entsprechenden Schalter wird der Strom der Elemente nach Bedarf auf die Elektromagnete A oder B geschaltet und so das sichere An- oder Abrücken erreicht. Die Mittellage des Schalters macht beide Elektromagnete stromlos; diese sind übrigens in Hartfibergehäuse so eingelagert, daß sie gegen Beschädigung, Nässe und Temperatureinflüsse geschützt sind.

Neben dieser Einrichtung besitzt der Indikator eine Papiertrommel für fortlaufende Diagramme mit 3 m langem Papierstreifen, der in ein durch Hartgummideckel verschlossenes Rohr auf einen Stift geschoben, dann zwischen den Leitwalzen 1 und 2 (Fig. 317) hindurch um den Papierzylinder gelegt und zwischen den Walzen 3 und 4 hindurch in den Schlitz einer innen liegenden fünften Achse gesteckt wird. Diese trägt oben das Zahnrad z, das mit dem auf einem Ansatze des Trommeldeckels lose drehbaren Zahnrade z_1 im Eingriffe steht. Durch Einrücken einer Sperrklinke wird das fest an die Trommel gelegte Papier an der Drehung gehindert.

Das selbsttätige Vorrücken des Papierstreifens bei bewegter Trommel wird durch folgende Einrichtung bewirkt. Das Rad z_1 trägt oben eine Sperrkrone, in die eine durch Hebel b (Fig. 317) betätigte Sperrklinke eingreift. Sind beide Klinken eingerückt, und wird die Trommel gedreht, so bleibt das Rad z_1 stehen, während die zweite Sperrklinke über die Verzahnung von z_1 hinweggleitet. Dabei wälzt sich das Rad z auf z_1 ab und dreht sich mit der fünften Achse, wobei der Papierstreifen auf der Trommel vorgeschoben wird. Beim Rücklauf der Trommel gleitet die erste Sperrklinke b auf der Sperrkrone von z_1, und die zweite Klinke arretiert die Räder z_1 und z. Die fünfte Achse und der Papierstreifen bleiben jetzt in Ruhe usf.

Löst man die Klinke b aus, was während des Ganges geschehen kann, so findet kein Vorschub des Papiers statt. Die Trommel arbeitet jetzt wie eine gewöhnliche, und es kann ein normales geschlossenes Diagramm entnommen werden. Wird nun die Klinke b wieder für ein- und mehrere Hübe eingerückt und gleich darauf wieder ausgerückt, so ist das Papier um ein entsprechendes Stück weitergeschoben und kann wieder ein Einzeldiagramm entnommen werden. So ist es also auch möglich, eine Reihe dicht aufeinanderfolgender Einzeldiagramme zu beschreiben, ohne daß die Trommel zur Ruhe gesetzt werden müßte.

Vor Abnahme der Diagramme wird die atmosphärische Linie durch den Schreibstift des Indikators gezogen, die Fortsetzung besorgt der an der Trommel angebrachte, mittels einer Schraube in richtiger Höhe einstellbare, leicht anfedernde Schreibstift d.

Die Papiertrommel ist ebenfalls für elektrische Fernbetätigung eingerichtet, indem der Hebel b (Fig. 317), der die Sperrklinke r aus- und einrückt, nach unten verlängert und mit einem Anker a_1

Digitized by Google

verbunden ist, der durch zwei am verstellbaren Träger t_1 befestigte Elektromagnete C und D beeinflußt wird, die in Art und Wirkungsweise den Elektromagneten A und B entsprechen. Die Stromschaltung für C D ist die gleiche wie für A B, wobei ein zweiter Schalter (S) benutzt wird.

Der Vorgang bei der Entnahme von Diagrammen ist etwa folgender:

Wenn die Indikatorschnur mit der Hubverminderungseinrichtung verbunden ist und die Trommel T (Fig. 316 u. 317) schwingt,

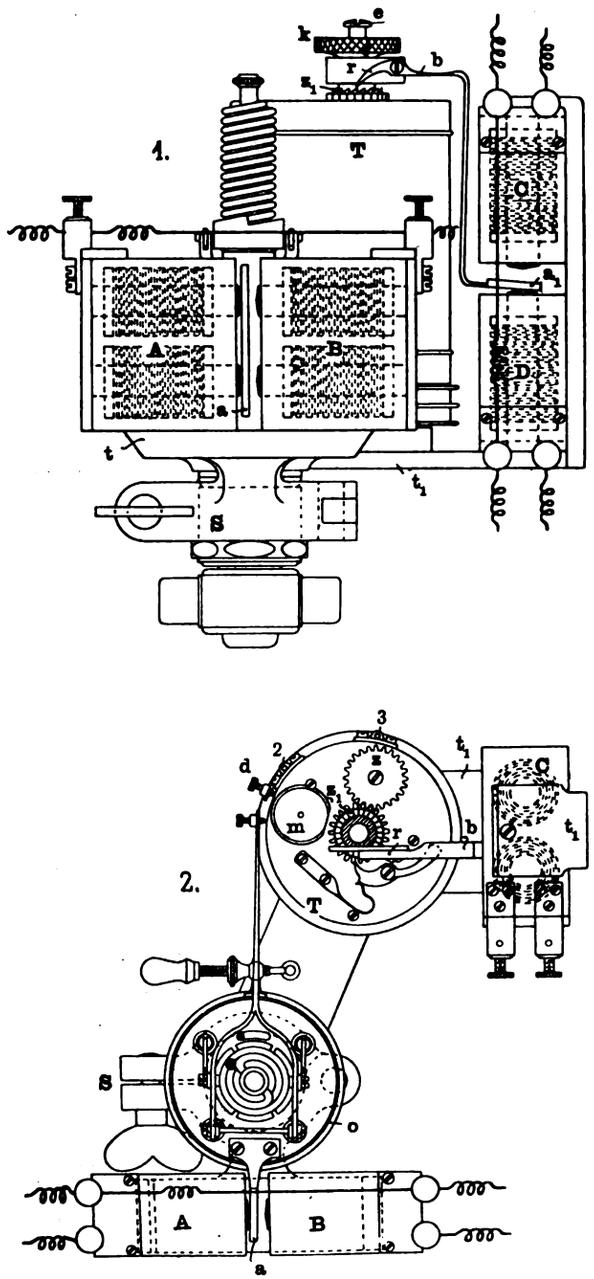


Fig. 316.

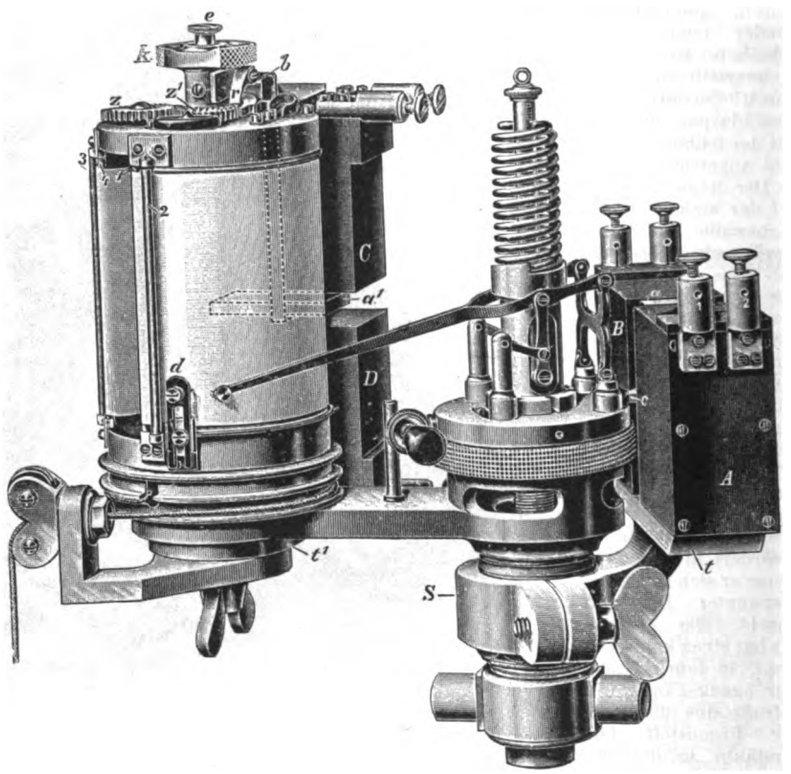


Fig. 317.

Z. A.: Der Fernschreib-Indikator.

so schreibt man durch entsprechende Schaltung von S zuerst die atm. Linie, auf die dann der Schreibstift zur dauernden Verzeichnung dieser Linie eingestellt werden kann. Dann öffnet man den Indikatorhahn und schreibt das Diagramm, event. bei Anwendung eines Dreiweghahnes die Diagramme beider Zylinderseiten. Darauf betätigt man den zweckmäßig neben S angeordneten Schalter so, daß der Magnet C Strom erhält, die Klinke r in das Rad z_1 einrückt und das Papier transportiert. Je nach der Anzahl Hübe, die man gestattet, wird das Papier weitergeschoben. Gewöhnlich schaltet man nach ca. 8 bis 10 Hüben den Strom auf den Elektromagneten D, wonach die Klinke r ausgerückt wird, der Papiertransport aufhört und für das nächstfolgende Diagramm freier Raum ist, das nun sofort oder in beliebiger Zeitfolge geschrieben werden kann, bis zu einer Gesamtzahl von ca. 40 Diagrammen, wenn sie ganz frei nebeneinander stehen sollen.

Maihak-Indikatoren dieser Art bilden u. a. die Grundlage des Indizier-Systems Maihak-Parish der Deutschen Vacuum-Oil-Co., Hamburg, für ihre Untersuchung von großen, mehrzylindrigen Betriebsmaschinen. Für Lokomotiven werden solche bereits bei den Eisenbahn-Direktionen Berlin, Hannover und Karlsruhe verwendet. Die Betätigung der Instrumente, die sich an den Zylindern befinden und mit den beiden Zylinderseiten durch einen Dreiweghahn verbunden sind, erfolgt vom Führerstande aus, wo sich die zwei Schalter S befinden. Der Dreiweghahn wird auch von dort aus durch einen mit ihm durch Kettenzüge verbundenen Hebel betätigt.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Das Schmieren der Maschine.

Nachdruck verboten.

Eine sorgfältige Behandlung der Maschinen erfordert vor allem eine gute Schmierung, da hierdurch allein für die Dauer ein guter Zustand ermöglicht wird. Lagerzapfen, denen nicht hinlänglich Schmiere zugeführt wird, laufen sich in kürzester Zeit warm und „fressen", d. h. es tritt ein schnelles Ausarbeiten des weicheren Materials, also in der Regel der Lagerschale, ein. Bei schneller Umdrehung von Wellen findet sogar bei gänzlich ausgesetzter Schmierung ein Festbrennen und Schmelzen der Lagerschale statt. In diesem Falle erfolgt gleichsam eine Verlötung des Zapfens mit der Schale und als Folge ein Bruch der Welle. Man kann sich hiergegen nur durch schnelles Einstreuen von Schwefelblüte in das Schmierloch des Lagers helfen.

Das Schmieren selbst ist eine so einfache Sache, daß darüber nicht viel zu sagen wäre; trotzdem wird hierin noch so viel gefehlt, daß einige Bemerkungen über angemessenes Schmieren wohl am Platze sind. Die Schmierung mit konsistenten Fetten ist nur dann die rationellste und sparsamste, wenn an ihrer Qualität nicht gespart wird; denn sonst werden die Metallteile stark angegriffen und die Lager dabei erheblich abgenutzt. Diese nachteilige Eigenschaft der Fette hat ihren Grund darin, daß die fettartigen Schmiermittel, wenn sie längere Zeit der Luft ausgesetzt sind, „ranzig" werden, also sich zersetzen und dabei eine sehr schädliche Säure sich bemerkbar macht. Dazu kommt noch, daß die fettartigen Schmiermittel bei wechselnder Lufttemperatur sehr ungleichmäßig wirken. Bei sehr hoher Lufttemperatur werden sie so dünnflüssig, daß sie nach Eintritt zwischen die reibenden Flächen sehr bald wieder nach außen treten, also ihren Zweck nicht erfüllen; bei niedriger Temperatur nehmen sie leicht einen bröckelnden Zustand an, so daß sie überhaupt nicht zwischen die Flächen zu gelangen vermögen. Hierzu gehören z. B. Schweinefett, Tran, Rüböl, Hammelstalg, Rindstalg u. a. Gewöhnliches Petroleum eignet sich nicht als Schmiermittel; da es aber verharzte Öle löst, so empfiehlt sich seine Benutzung vor dem Schmieren, wenn es gilt, Maschinen, die längere Zeit außer Tätigkeit waren, wieder in Betrieb zu setzen. Für schnellgehende Wellen empfiehlt sich ein dünnflüssiges Schmiermittel, für langsamer gehende das halbflüssige Maschinenfett, welches wesentlich sparsamer als jenes verwendet werden kann.

Digitized by Google

Beharrungsregler mit Hypozykloidengeradführung.

(Mit Abbildung, Fig. 318.)

Nachdruck verboten.

Eine neuartige, von Prof. Karch in Cöln a. Rh. herrührende Konstruktion eines Flachreglers, die großes Interesse hervorgerufen und sich gut bewährt hat, zeigt Fig. 318.

Die Konstruktion zeichnet sich durch Verwendung einer Hypozykloidengeradführung aus, durch die neben der unmittelbaren Übertragung der Pendelfliehkräfte auf die Federn — und zwar in genau achsialer Richtung — auch eine außerordentlich einfache Übertragung des Pendelausschlages auf den Beharrungsring — ohne besondere Zwischenglieder — gesichert wird. Der Regler, der ebensogut als gewöhnlicher Flach-Regler, also ohne Beharrungsmasse, und zwar in vertikaler und horizontaler Anordnung, angewendet werden kann, besteht aus den Pendelgewichten, der Traverse, den Federn und dem Beharrungsring.

Die inneren Endpunkte a, a_1 der Federn sind gleichzeitig die Schwerpunkte der Pendelgewichte b, b_1. Die Schwerpunkte bewegen sich auf den Umfängen zweier Rollkreise c, c_1 vom Radius

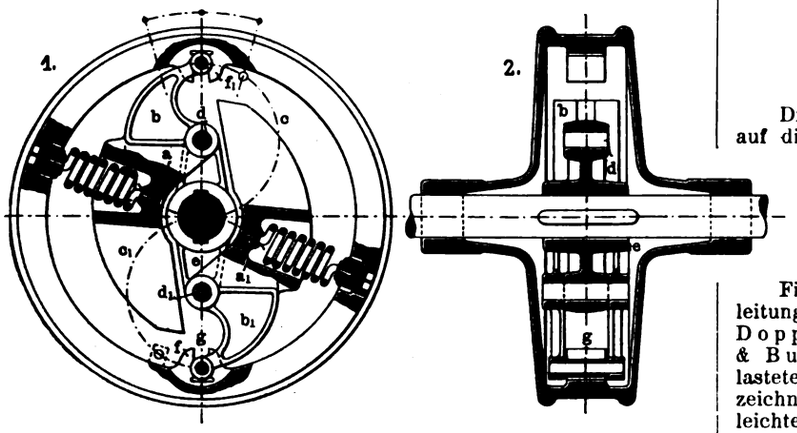


Fig. 318. Z. A.: Beharrungsregler mit Hypozykloidengeradführung.

$r = \frac{R}{2}$. Die Endpunkte d, d_1 der auf die Welle aufgekeilten Traverse e bilden die Drehpunkte der Pendel und sind die Mittelpunkte der erwähnten Rollkreise. Das Abrollen auf dem inneren Umfange des Beharrungsringes und die damit beabsichtigte Übertragung der Pendelbewegung auf die Beharrungsmasse wird durch zwei bei f, f_1 im Schlitze g des Beharrungsringes verschiebbare Gleitsteine bewirkt. Beim größten Ausschlag der Pendel beträgt die radiale Verschiebung dieser Steine nur wenige Millimeter; die Zapfen sind dabei entlastet.

Der Gleitstein verkörpert die zum Zwecke einer theoretisch genauen Abrollung erforderliche Verzahnung bei f, f_1 und macht alle sonstigen für die Übertragung der Pendelbewegung auf den Beharrungsring notwendigen Zwischenglieder überflüssig.

Durch diese Konstruktion erhält der Regler, der eine Tourenverstellung in einfachster Weise ermöglicht, nur eine beschränkte Anzahl Teile, von denen übrigens nur einige eine Bearbeitung erfordern. Infolge der ungezwungenen symmetrischen Anordnung aller Teile werden rechnerisch schwer zu verfolgende und im Betriebe störende Nebenkräfte vermieden.

Wassergekühlter Kolben für Gasmotoren.

(Mit Abbildung, Fig. 319.)

Nachdruck verboten.

Bei größeren Gasmotoren, die mit hohen Kompressionen arbeiten, müssen neben dem Zylinder auch die Ventilgehäuse, die Kolben- und Kolbenstangen ausreichend gekühlt werden. Fig. 319 zeigt einen Kolben mit Wasserkühlung, der nach „Am. Mach." bei einem von der Watson-Stillman Company in ihren Werken zu Aldine N. Y. aufgestellten doppelt wirkenden Tandem-Gasmotor Verwendung gefunden hat. Der Kolben ist als doppelwandiger, allseitig geschlossener Hohlzylinder ausgebildet, in den eine geschmiedete Stahlbüchse c eingesetzt ist. Die Bohrung der Büchse ist in der Mitte durch eine Scheidewand unterbrochen, gegen die die von beiden Seiten eingeschraubten hohlen Kolbenstangen a und b anliegen. Die Sicherung der Kolbenstangen ist durch Gegenmuttern erreicht. Die Scheidewand der Stahlbüchse c ist mit zwei zueinander senkrechten und aneinander vorbeiführenden Bohrungen versehen. Das Kühlwasser wird durch die Kolbenstange a zugeführt, tritt durch die eine Bohrung der Büchsenscheidewand in den Hohlraum des Kolbenkörpers und gelangt durch die zweite Bohrung der Scheidewand in die Kolbenstange b. Das verbrauchte Kühlwasser kann nur über einen Überlauf abfließen, so daß die Kolben- und Stangenhohlräume während des Betriebes dauernd gefüllt bleiben.

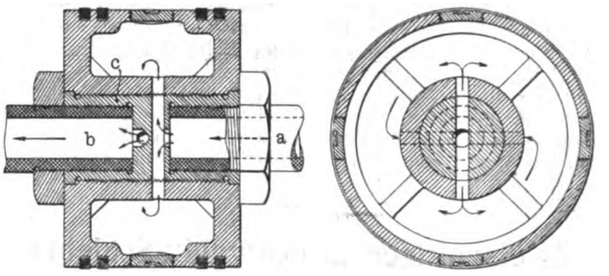


Fig. 319. Z. A.: Wassergekühlter Kolben für Gasmotoren.

Absperrventile für Heißdampf.

(Mit Abbildung, Fig. 320.)

Nachdruck verboten.

Die Einwirkung, die die Einführung des Heißdampfbetriebes auf die Ausbildung der Konstruktionsteile ausgeübt hat, läßt sich auch bei den Absperrventilen nachweisen. Auch hier hat man versucht, die Vorrichtungen durch geeignete Formgebung und sorgfältige Auswahl des Materials in sich widerstandsfähiger zu machen, dabei die einzelnen Teile recht einfach zu gestalten und durch tunlichste Vermeidung von Versteifungsrippen einer ungleichmäßigen Erwärmung und demzufolge Verziehen vorzubeugen.

Fig. 320, Skz. 1 zeigt ein für Hochdruck- und Heißdampfleitungen bestimmtes entlastetes Absperrventil mit Doppeldurchlaß und Konusverschluß von Schäffer & Budenberg, G. m. b. H. in Magdeburg-B. Der entlastete Absperrkegel b, bei dem jegliche Flügelführungen fortfallen, zeichnet sich durch einfachste Konstruktion aus und gestattet leichtes Öffnen und Schließen auch bei großen Durchgängen. Die beiden Ventilsitze f und e sind in den Ventilkörper eingesetzt und können, nachdem der Deckel losgeschraubt ist, ebenso wie das Ventil selbst durch den oberen Ventilhals herausgenommen werden. Letzterer ist außergewöhnlich kurz und gedrungen, wodurch das ganze Ventilgehäuse an Festigkeit gewinnt. Die Stopfbüchse wird

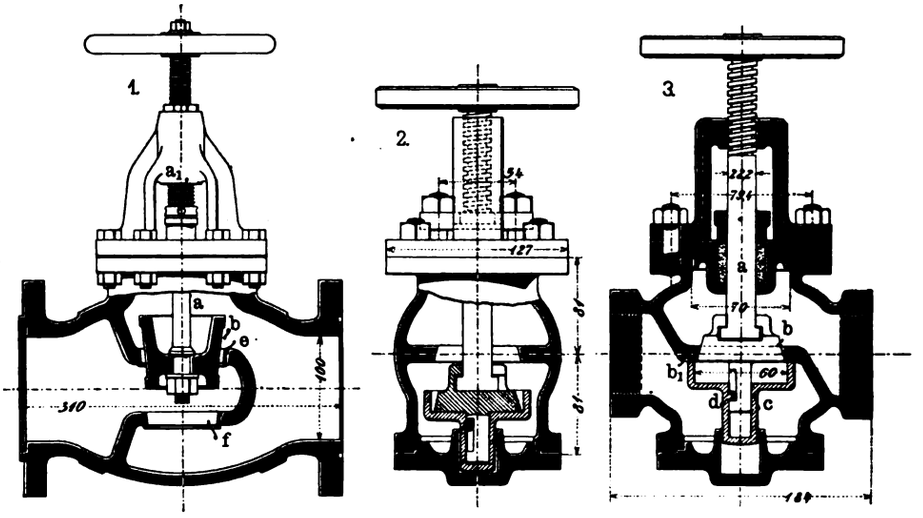


Fig. 320. Z. A.: Absperrventile für Heißdampf.

durch ein die Spindel a umfassendes, im Bügel geführtes Gewindestück a_1 niedergehalten, so daß sich das Verpacken sehr bequem gestaltet. Bei der in der Abbildung gezeigten teilweisen Eröffnung des Ventiles, die in den meisten Fällen zur vollen Drucküberragung genügt, werden die Dichtungen nicht angegriffen. Durch weiteres Hochschrauben der Spindel kann natürlich die volle, den Rohranschlüssen entsprechende Eröffnung ohne weiteres erreicht werden. Die Durchflußrichtung des Dampfes läßt sich beliebig wählen, Entlastungsvorrichtungen, wie z. B. Umführungsventile, sind nicht erforderlich.

Etwas komplizierter ist ein Heißdampf-Absperrventil der Bells Asbestos Company, Ltd. in London gebaut, das Fig. 320, Skz. 2 nach „Engineering" in geöffnetem, Skz. 3 in geschlossenem Zustande und in einer zur Schnittebene der Skz. 2 senkrechten Ebene geschnitten zeigt. Bei diesem Ventil ist eine besondere Einrichtung getroffen, die den Zutritt des Dampfes zu den Sitzflächen im Augenblick des Eröffnens und Abschließens verhindert, um dadurch der Zerstörung und dem Anfressen der Ventilsitze wirksam

Digitized by Google

vorzubeugen. Das Ventil b befindet sich im Öffnungszustande unterhalb der Scheidewand b_1 und wird durch Hochschrauben der Ventilspindel a geschlossen. Das Ventil besitzt nach unten einen stielartigen Fortsatz, der in einer Büchse c geführt ist. Der tellerartige Aufsatz der Büchse c ist oben abgeschliffen und legt sich gegen die Bodenfläche des Ventilsitzes. Beim Öffnen des Ventiles bewegt sich der Ansatz zunächst frei in der Büchse c, die dem Dampfe den Zutritt zum Ventilsitz solange versperrt, bis der Ansatz gegen den Boden der Büchse trifft, und diese dann an der weiteren Abwärtsbewegung teilnimmt. Beim Schließen des Ventiles trifft der Boden einer im Ventilfortsatz vorgesehenen Nut gegen einen in der Büchse gehaltenen Stift d und hebt die Büchse an, bis sie durch die Strömungsenergie des Dampfes hochgerissen und gegen die Scheidewand b_1 gedrückt wird. Während des Schließens ist dann das Ventil ebenso wie beim Öffnen dem Dampfdruck nicht ausgesetzt.

Zweispaltiger „Hochwald"-Schieber

mit Stegen in der Muschel.

(Mit Abbildungen, Fig. 321—324.)

Nachdruck verboten.

Der von M. Hochwald in Berlin konstruierte Niederdruckschieber mit dreifacher Eröffnung für Einlaß und Auslaß und mit Überströmung (vergl. die Beschreibung in Heft 20. Jahrgang 1906 des „Prakt. Masch.-Konstr.") hat sich für Niederdruckzylinder größerer Mehrfachexpansionsmaschinen durchaus bewährt. Er ergibt eine ebensogute Dampfverteilung als die vielgliedrigen

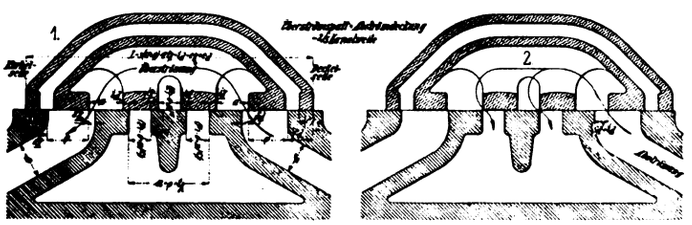


Fig. 321.

Ventil- und Drehschiebersteuerungen, erfordert geringen Arbeitsaufwand und hat die wertvolle Eigenschaft, den Kompressionsenddruck selbsttätig der jeweiligen Aufnehmerspannung anzupassen.

Eine aus diesem Schieber hervorgegangene einfachere Ausführungsform, die besonders für schnellaufende Dampfmaschinen

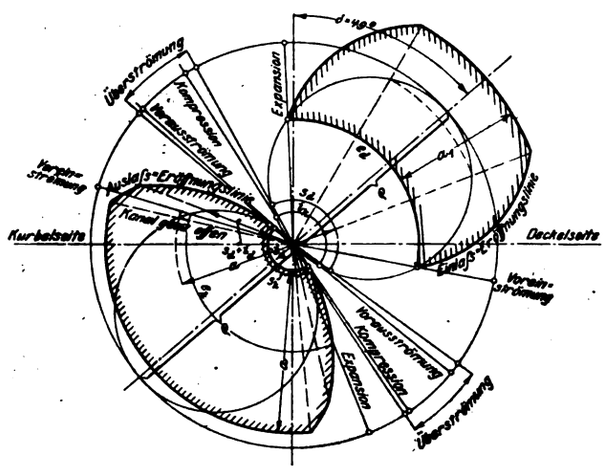


Fig. 322.

mit geringem Dampfverbrauch geeignet ist, zeigt Fig. 321. In Skz. 1 ist der neue Schieber, mit dem die Maschinen von A. Borsig in Berlin-Tegel ausgestattet werden, in Mittelstellung wiedergegeben, während Skz. 2 den Beginn der Abströmung aus dem Zylinderkanal auf der Deckelseite veranschaulicht. Die Pfeile zeigen an, in welcher Weise die Abströmungen in der Muschel erfolgen. Der neue Schieber bildet also neben zwei Einströmspalten auch zwei Abströmspalten. Dem gewöhnlichen Trickschieber gegenüber wird dadurch eine bessere Dampfabströmung und somit eine wesentlich verbesserte Dampfausnützung erreicht. Unbeschadet einer tadellosen Dampfverteilung kann die Exzentrizität des zweispaltigen Schiebers rund 20% kleiner als beim gewöhnlichen Trickschieber gewählt werden. Der Zylinderspiegel braucht dann auch nicht länger zu sein als beim einfachen Trickschieber. Die Reibungsarbeit wird ferner dadurch vermindert, daß der überströmende Dampf gerade zur Zeit der raschesten Schieberbewegung die Schieberräume füllt und den Überdruck auf den Schieber verringert. Um günstige Dampfverteilung, kleinste Exzentrizität und geringe Baulänge des Schiebers zu erhalten, hat man die Weite s + i der Hilfsöffnung in der Muschel zu $\sim {}^2/_5$ der Kanalweite a zu wählen (s = Weite des Überströmspaltes, i = Abströmdeckung). Je nach der Umlaufzahl ist s größer, gleich oder kleiner als i zu machen, und zwar wird bei mittleren Umlaufzahlen (100 bis 150) s gleich i, bei niedrigeren Umdrehungszahlen 1 bis 3 mm kleiner, bei höheren 1 bis 3 mm größer als i gewählt. Im letzteren Falle beginnt die Überströmung etwas früher und dauert länger, so daß der Ausgleich der Spannungen vor und hinter dem Kolben auch bei den gesteigerten Umlaufzahlen möglichst vollkommen wird. Dieser Druckausgleich ist dann auch deshalb noch vollkommener, weil unmittelbar vor Beginn der Überströmung beide Zylinderseiten einen Augenblick gleichzeitig mit dem Abdampfraum verbunden sind, so daß der Dampf einen Anstoß erhält, sich rasch in Bewegung zu setzen.

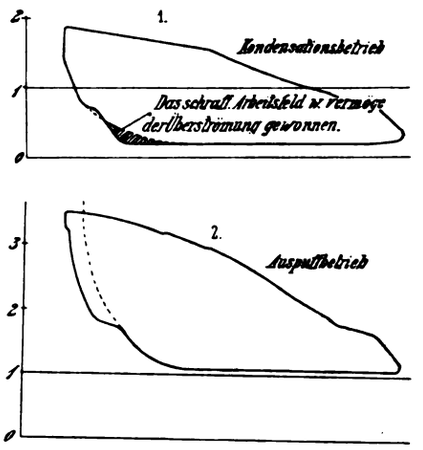


Fig. 323.

Die Abmessungen des in Fig. 321 dargestellten Schiebers, der für den Niederdruckzylinder einer schnellaufenden, mit Kondensation arbeitenden Maschine bestimmt ist, sind aus dem in Fig. 322 wiedergegebenen Zeunerschen Diagramm entnommen. Für eine Kanalweite a = 40 mm ermittelt sich dann die Schieberlänge L zu 348 mm. Die dem Diagramm zugrunde gelegten Steuerungsverhältnisse passen ungeändert für das Arbeiten mit Kondensation oder mit Auspuff ins Freie oder in eine Heizleitung bei abgeschalteter Kondensation. Das günstige Arbeiten des Schiebers bei Kondensations- wie bei Auspuffbetrieb lassen die beiden Diagramme in Fig. 323 ohne weiteres erkennen, die am Niederdruckzylinder einer stehenden Verbundmaschine bei 200 Umdrehungen in der Minute genommen sind.

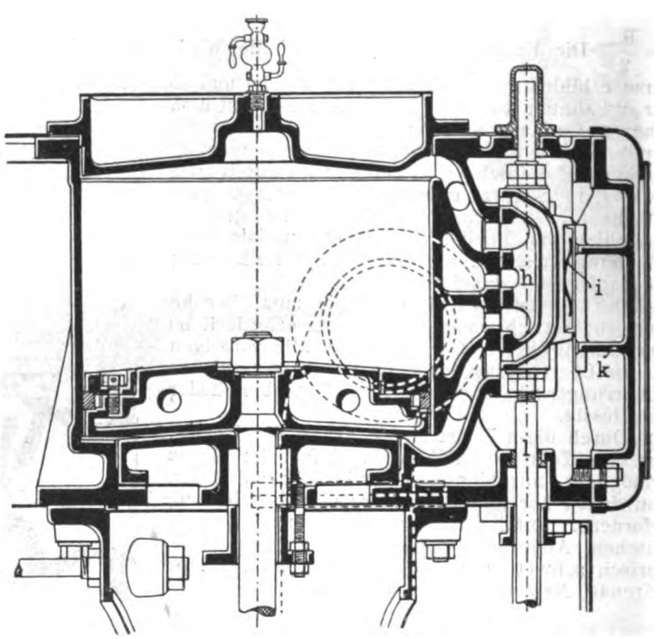


Fig. 324.

Fig. 321—324. Z. A.: Zweispaltiger „Hochwald"-Schieber.

Fig. 324 zeigt den Niederdruckzylinder mit der neuen zweispaltigen „Hochwald"-Schiebersteuerung einer von A. Borsig ausgeführten stehenden Zweikurbel-Verbund-Dampfmaschine mit 460 und 710 mm Zylinderdurchmesser und 400 mm Hub.

Ähnliche Vorteile, wie sie der beschriebene Flachschieber für Niederdruckzylinder hinsichtlich der Abströmseite hat, werden für Hoch- und Mitteldruckzylinder schnellaufender Maschinen hinsichtlich der Einströmseite gewonnen, wenn die für diese Zylinder gebräuchlichen Kolbenschieber mit Stegen in der Schieberkammer ausgerüstet werden. Bei Anwendung einer einfachen Schiebersteuerung für den Hochdruckzylinder ist aber eine solche Verbesserung der Einströmungsverhältnisse sehr erwünscht, weil diese Steuerungen bekanntlich namentlich bei kleineren und mittleren Füllungen ein sehr schleichendes Eröffnen und Abschließen der Einströmkanäle ergeben.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 20. Begründet von W. H. Uhland. 24. September 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Die Dampfturbinen,

System Melms & Pfenninger.

Von **Karl Röder,** Diplomingenieur in **München.**

(Mit Abbildungen, Fig. 325—327.)

Nachdruck verboten.

Die Schöpfer der Dampfturbine als Betriebsmaschine, Parsons und de Laval, versuchten das Problem auf ganz verschiedenen Wegen zu lösen und gelangten auch zu Resultaten, die voneinander verschieden waren. Beide überwanden vor allem etwa gleichzeitig die Hauptschwierigkeit, die sich der Ausführung und Anwendung der Dampfturbine entgegenstellte, nämlich den Übergang von den aus hohen Dampfgeschwindigkeiten folgenden großen Umfangsgeschwindigkeiten zu den verhältnismäßig niedrigen Umlaufzahlen der durch die Turbine anzutreibenden Maschinen.

De Laval, der den Charakter der sogenannten „kritischen Tourenzahl" erkannte und durch Versuche festlegte, ging auf Umdrehungszahlen seines Laufrades bis zu 30000 in der Minute und bewirkte den Übergang auf kleinere Tourenzahl durch mechanische Mittel, nämlich durch Zwischenübersetzung mittels Zahnräder. Diese Konstruktion beschränkte von vornherein das Anwendungsgebiet der de Laval-Turbine auf kleine Leistungen, und man ist bis heute kaum über 300 PS hinausgegangen. Parsons dagegen legte die Lösung jener Schwierigkeit in die Maschine selbst; er benutzte von Anfang an die vielfache Unterteilung des Druckgefälles des Dampfes, schuf damit die Vielstufenturbine und erreichte mit seinen Maschinen schon in den 80er Jahren Tourenzahlen, welche die direkte Kupplung der Dampfturbinen mit den anzutreibenden Dynamomaschinen erlaubten.

Das Bestreben der Erfinder war nun darauf gerichtet, auch der de Laval-Turbine den Großbetrieb zu erschließen. Riedler und Stumpf wählten an Stelle des kleinen Rades mit hoher Tourenzahl das große Rad mit geringerer Tourenzahl; Rateau und Zoelly unterteilten das Druckgefälle, d. h. sie schalteten eine Reihe von de Lavalrädern hintereinander. Curtis dagegen erreichte die Herabsetzung der Tourenzahl durch die Anwendung der Geschwindigkeitsabstufung, wobei der Dampf innerhalb des Raumes gleichen Druckes seine Geschwindigkeit an mehrere Schaufelreihen abgeben muß.

Diese Turbinen arbeiten nach dem reinen Drucksystem, bei dem in den feststehenden Düsen- oder Schaufelreihen Druck in Geschwindigkeit verwandelt und diese in den rotierenden Schaufelreihen auf die Maschinenwelle übertragen wird. Parsons allein wendete sich dem sogenannten Reaktionssystem zu, bei dem im Leitrad wie im Laufrad Druckgefälle ausgenützt, d. h. Druck in Geschwindigkeit übergeführt wird.

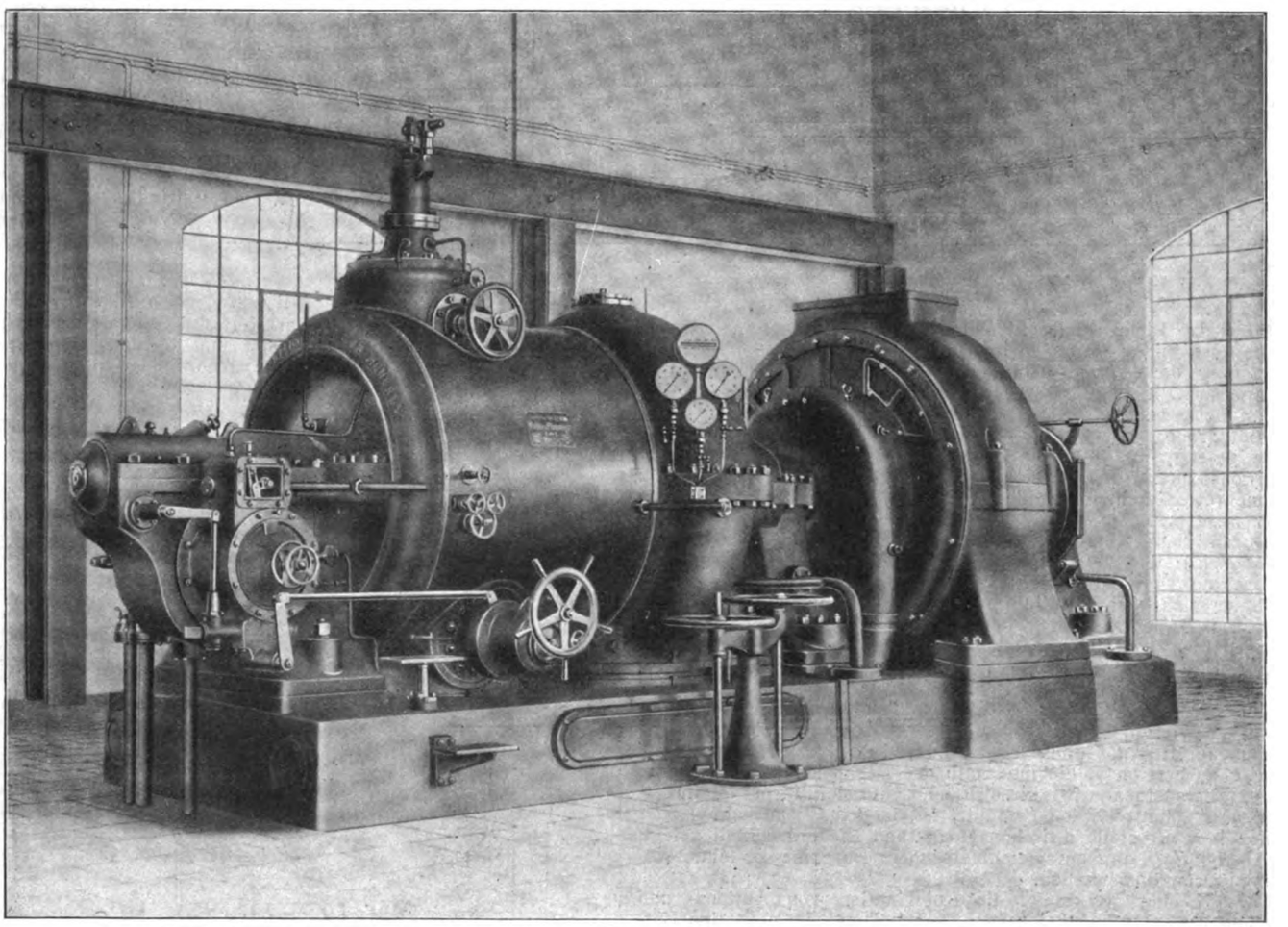


Fig. 325. Z. A.: Die Dampfturbinen, System Melms & Pfenninger.

Die Firma Melms & Pfenninger G. m. b. H. in München-Hirschau bringt ein Dampfturbinensystem auf den Markt, das verschiedene wesentliche Verbesserungen gegenüber der Parsonsturbine aufweist. Bei dieser macht der Hochdruckteil vielfach Schwierigkeiten, indem sich bei dem geringen spezifischen Volumen des hochgespannten Dampfes kleine Schaufelhöhen ergeben, die Höhe des Spaltes aber aus Gründen der Betriebssicherheit nicht unter eine gewisse Größe sinken darf, was hohen Spaltverlust verursacht. Man muß zur Vermeidung dieses Übelstandes auf kleinen Trommeldurchmesser im Hochdruckteil gehen, wodurch man den anderen Nachteil eintauscht, daß das

Digitized by Google

ausgenutzte Druckgefälle pro Rad gering, die Zahl der Räder also groß ist.

Melms & Pfenninger kombinieren die Reaktions-Niederdruckturbine mit einer Aktions-Hochdruckturbine und setzen beide auf die gleiche Trommel, wobei der Trommeldurchmesser auf der Hochdruckseite groß gewählt wird. Die Hochdruckturbine kann hier als reine Druckturbine ausgebildet werden mit partieller Beaufschlagung; die Laufschaufelung der Aktionsturbine sitzt in diesem Falle in Nuten der Trommel. Überschreitet der Durchmesser des Hochdruckteiles eine im Verhältnis zu den benachbarten Durchmessern der Trommel gewisse Größe, so wird die Schaufelung der Aktionsturbine auf Räder gesetzt, die mit der Trommel fest verbunden sind. Die Räderkonstruktion ergibt sich besonders, wenn ein Düsenkranz und mehrere Geschwindigkeitsstufen für die Hochdruckturbine gewählt werden.

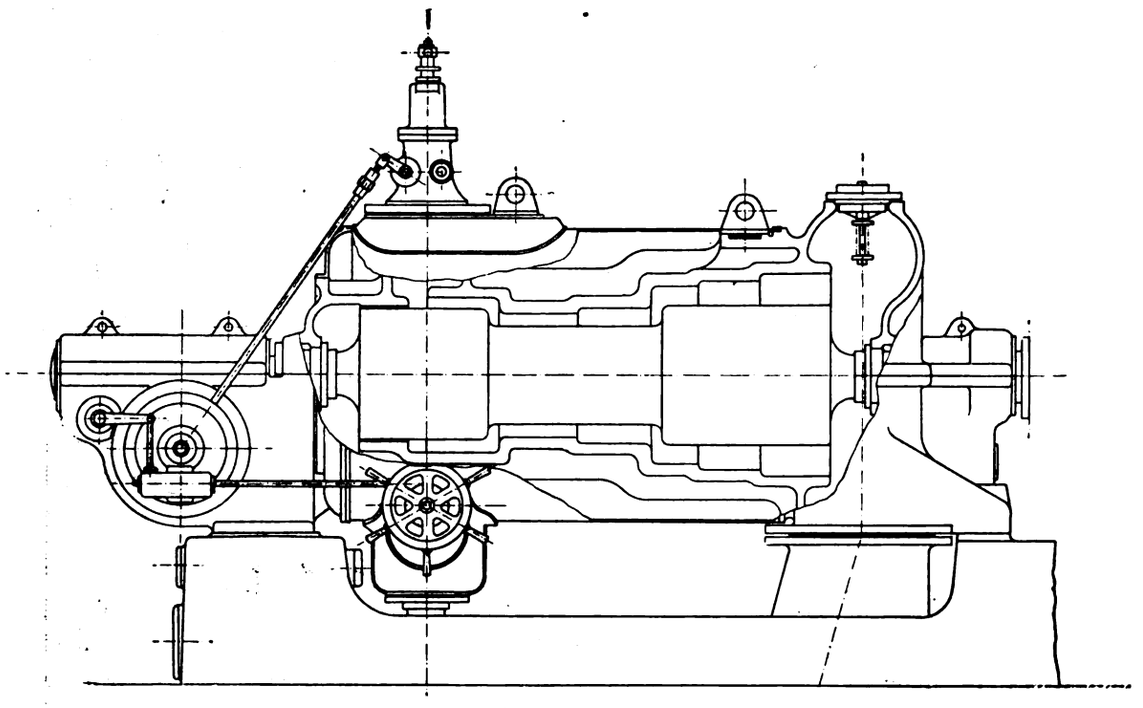


Fig. 326.

Durch diese Kombination zwischen Hoch- und Niederdruckturbine wird die Wellenlänge der Maschine bedeutend verkürzt, dadurch die Durchbiegung verkleinert und mit Sicherheit vibrationsfreier Lauf bei den gebräuchlichen Tourenzahlen gewonnen. Für diese Bauart ist auch der Fortfall der sogenannten „Entlastungskolben" charakteristisch.

Die Konstrukteure dieses Systems haben in Erkenntnis der Tatsache, daß sich der Druck an den verschiedenen Stellen der Turbine bei wechselnder Belastung gleichmäßig ändert, die Möglichkeit bewiesen, einen vollständigen Druckausgleich in der Turbine durch Anordnung einer einzigen Entlastungsfläche zu erreichen, die innerhalb des Expansionsverlaufes liegt.

Im allgemeinen wird diese Fläche, die der Firma Melms & Pfenninger patentrechtlich geschützt ist, in den Hochdruckteil oder an die Übergangsstelle zwischen Hoch- und Niederdruckteil gelegt. Die Abdichtung kann auf gleichbleibendem Durchmesser ohne Abstufung ausgeführt werden.

Diese beiden Merkmale, die Kombination von Aktions- und Reaktionsturbine auf gemeinsamer Trommel und die neuartige Entlastung vom achsialen Schub, geben der Turbine das charakteristische Gepräge.

Der rotierende Teil dürfte in seiner Einfachheit und soliden Ausbildung kaum zu übertreffen sein. Seine Durchbiegung erreicht nicht den zehnten Teil eines Millimeters, woraus sich der vibrationsfreie Lauf erklärt. Die Wellenkonstruktion ermöglicht die Ausführung der Turbine in einem einzigen Gehäuse bei jeder heute vorkommenden Größe der Leistung und des Druckgefälles. Die Steuerung der Maschine erfolgt durch einen Achsenregler, der durch Zwischenschaltung eines Hilfsschiebers das Regulierventil betätigt. Die Einstellung der Tourenzahl innerhalb 30% kann entweder von Hand oder elektrisch vom Schaltbrett aus erfolgen. Außer den beiden Traglagern ist natürlich auch ein Stützlager vorgesehen, das bei der guten Entlastung mehr der achsialen Einstellung als der Aufnahme größerer achsialer Schübe dient.

Die Ausbildung der Aktionsturbine als Trommelturbine steht im Gegensatz zu den Konstruktionen der bekannten Aktionssysteme, bei denen bekanntlich die Laufschaufeln auf einzelnen Rädern befestigt sind. Der Reibungsverlust dieser Räder im mehr oder weniger dichten Dampfe ist dadurch vermieden. Zur Abdichtung der einzelnen Stufen der Aktionsturbine voneinander genügt hier wegen des geringen Druckgefälles pro Rad ein einzelner Labyrinthring.

Den Längsschnitt durch eine Turbine des Systems Melms & Pfenninger zeigt Fig. 326. Auf der horizontalen Welle, die am vorderen Ende der Turbine mittels Schnecke und Schneckenrad von der Hauptwelle angetrieben wird, sitzt der Achsenregler und die Ölpumpe, die die Lager von Turbine und Dynamo automatisch mit Schmieröl versieht. Ein Sicherheitsregulator, wie er allgemein üblich, ist auch hier angebracht; er schließt das Hauptabsperrventil, sobald die Turbine eine gewisse höchste Tourenzahl erreicht, die ca. 10 % oberhalb der normalen liegt.

Fig. 327 zeigt die Außenansicht einer 1000 PS-Dampfturbine mit zwei direkt gekuppelten Gleichstromdynamos von der Seite und im Grundriß mit der gesamten Kondensationsanlage. Zu erwähnen ist, daß der Antrieb der Pumpe im allgemeinen nicht durch einen Riemen, sondern eine Kette erfolgt; der Motor kommt dabei direkt auf dem Unterteil zu stehen, wodurch sich eine wesentliche Raumersparnis ergibt, doch wird er manchmal auch direkt auf die Pumpenwelle gesetzt. Die Umdrehungszahlen der Turbinen nach dem System Melms & Pfenninger entsprechen denen moderner Dynamomaschinen und werden stets direkt mit diesen gekuppelt. Die gedrängte Anordnung aller Organe der Steuerung und Schmierung geben der Turbine eine gefällige Form und beschränken die nötige Grundfläche.

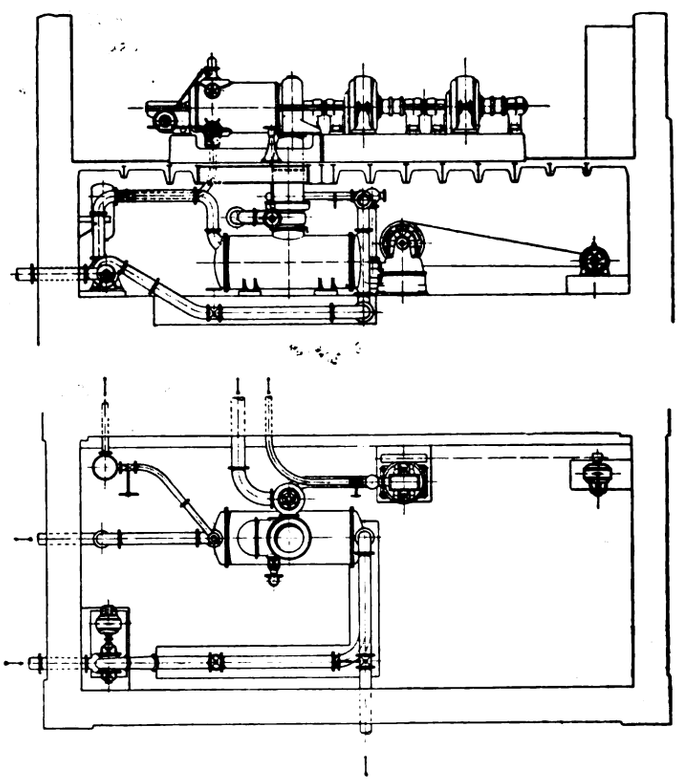


Fig. 327.

Fig. 326 u. 327. Z. A.: Die Dampfturbinen, System Melms & Pfenninger.

Aus Fig. 325 ist der Zusammenbau einer 1500 tourigen Dampfturbine von 1000 KW Leistung mit Gleichstrom-Dynamo zu ersehen.

(Schluß folgt.)

Digitized by Google

12 PS-Benzin-Lastzugautomobil.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 49.)

Nachdruck verboten.

Die bisher üblichen Motor- und Dampflokomobilen konnte man beim Ortswechsel nur mittels Zugtiere weiter befördern, womit natürlich ziemliche Kosten verbunden waren. Um diese zu ersparen, hat, wie uns Ewald Redlich, Maschineningenieur in Szombathely mitteilt, eine ungarische Maschinenfabtrik Motor-Automobile gebaut, von denen eines für 12 PS Leistung auf Taf. 49 dargestellt ist.

Das Automobil ist für Betrieb mit Benzin bestimmt und besteht aus drei Teilen: dem Benzinmotor mit seinen Hilfsapparaten, dem Fahrmechanismus und dem Führerstand.

Der Benzinmotor a besitzt einen Zylinder von 250 mm Bohrung, einen Hub von 360 mm und macht in der Minute 220 Touren; er leistet 12 PS.

Der Antrieb der Steuerwelle erfolgt von der Kurbelwelle aus durch Stirnräder, die ihr dieselbe Geschwindigkeit erteilen, wie die Kurbelwelle; die Kurbeln sind unter 90° versetzt, und die Räder laufen in einem Ölgehäuse.

Die Zündung erfolgt durch einen von der Steuerwelle aus betriebenen elektromagnetischen Apparat, dessen Hebel auf einer Daumenscheibe gleitet. Einlaß- und Auslaßventil werden mechanisch durch je eine Daumenscheibe gesteuert.

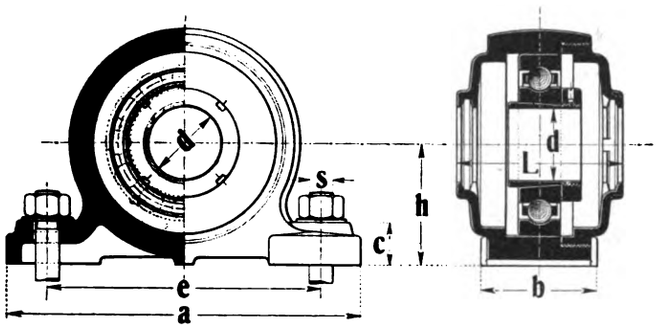


Fig. 328.

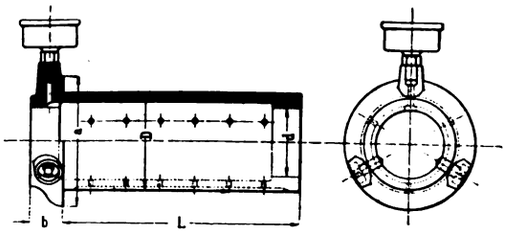


Fig. 329.

Fig. 328—331. Z. A.: Neuere „Hartmann"-Transmissionselemente.

Die Kühlung der Zylinderwandung erfolgt durch Wasser aus einem vor dem Motor aufgestellten Kühler b, dem das durch den Zylindermantel gegangene heiße und darum spezifisch leichte Wasser oben zufließt und dessen Kühlwirkung durch einen Flügelventilator c gesichert wird. Das abgekühlte und dadurch dichter gewordene Wasser sinkt im Gefäß b nach unten und fließt einer durch Riemen angetriebenen Exzenterpumpe zu, die es in Zirkulation hält.

Ganz vorn auf dem Wagen befindet sich das Benzinfaß d, von dem aus das Benzin mittels Pumpe e in den Benzinbehälter f gefördert wird.

Der Wagen, auf dem Benzinmotor, Wasserkühler und Benzinfaß montiert sind, wird durch einen Rahmen aus ⌴-Eisen dargestellt, der durch bügelartig gebogene Flacheisen von den Achsen getragen wird. Er ist durch die Drehscheiben (Fig. 6—8) drehbar und somit lenkbar gemacht.

An dem Rahmen sind hängend angebracht der Steuerapparat g, das Vorgelegegehäuse h und der Auspufftopf i.

Die Räder, deren eines in Fig. 12 detailliert ist, bestehen, soweit es sich um Kranz (Felge) und Speichen handelt, aus Schmiedeisen. Die Naben sind aus Gußeisen, und der Zapfen der Achse läuft in staubdichten Ölsäcken. Die vorderen Räder sind kleiner als die hinteren, an deren Kränze schräg gestellte Flacheisen genietet sind, damit die Räder besser in den Boden eingreifen.

Am Führerstand k befinden sich das Steuerrad l und die Hebel m, n, o, p, ebenso eine Öse zum Anhängen der Dreschmaschine usw.

Der Steuerapparat g besteht aus einer Schraubenspindel, an deren unterem Ende eine Schnecke befestigt ist, deren Zähne in die eines Schneckenrades auf der Welle g eingreifen. Auf dieser sitzen zwei Kettentrommeln (Fig. 16 u. 17). Oberhalb der Spindelführung geht der Gewindeteil der Spindel in einen glatten Schaft über, auf dessen Ende das Steuerrad l sitzt.

Der Hebel m (Fig. 3) dient zur Auslösung der Kupplung q, der Hebel n dazu, um bei der Fahrt verschiedene Geschwindigkeit zu geben, der Hebel o für Richtungsänderung und der Hebel p zum Bremsen bei der Fahrt.

Im Vorgelegegehäuse h, Fig. 18 u. 19, befinden sich drei Wellen (Fig. 4); auf der ersten ist ein Differential-Zahnrad I, auf der zweiten sind drei Stirnräder II, III, IV und auf der dritten zwei Stirnräder V, VI festgekeilt. Außerdem befinden sich auf dieser Welle zwei Kegelräder, die klauenartig miteinander verbunden werden können (Fig. 14). Zwischen beiden ist ein drittes Kegelrad gelagert, so daß beim Vorwärtsgang alle drei miteinander laufen, bei Richtungsänderung aber nur zwei.

Die Zähnezahl und die Anordnung der Stirnräder ist so gewählt, daß, wenn Zahnrad IV, III und II, I verbunden sind, die Maschine pro Minute eine Strecke von 128 m oder pro Stunde 7680 m zurücklegt. Arbeiten aber nur die Zahnräder V, IV und III, I, so hat sie eine Fahrtgeschwindigkeit von 54.6 m pro Minute oder 3276 m pro Stunde.

Der Hebel p ist mit einer Bandbremse verbunden, die seitlich von dem am Hinterrad befindlichen Zahnrade sitzt (vgl. Fig. 2 u. 3).

Ist der Motor in Gang gebracht, so wird durch Niederdrücken des Kupplungshebels m die Reibungskupplung q dadurch eingerückt, daß ihr Konus mittels Spiralfeder, die ein genaues Einstellen ermöglicht, in das auf der Kurbelwelle sitzende Schwungrad r hineingezogen wird (vgl. Fig. 13). In der Kupplung ist ein Kugellager vorgesehen, um ein Anspringen der Kupplung im ausgerückten Zustand zu verhindern.

Vom Motor aus wird die Kraft auf die Kupplung q, von dieser mittels Gliederketten auf den Geschwindigkeitswechsel übertragen und von da aus an das Differentialgetriebe weitergegeben. Dieses gibt es durch Gliederketten an die mit den Hinterrädern verbundenen Zahnräder.

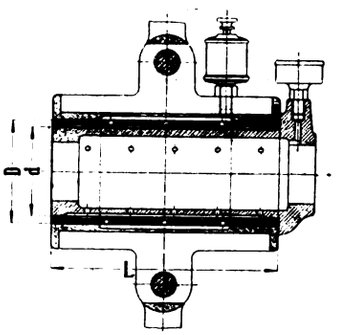


Fig. 330.

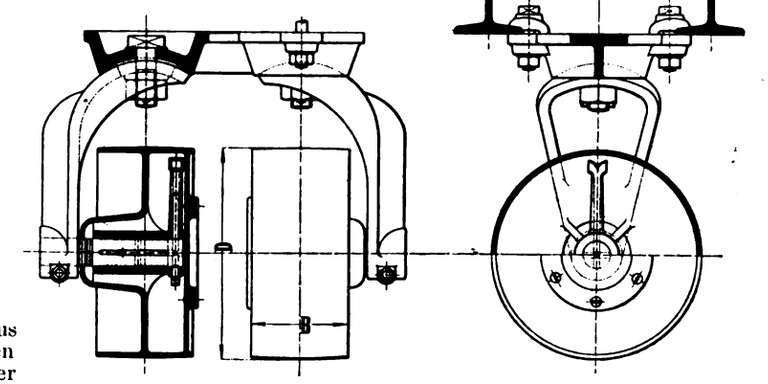


Fig. 331.

Neuere „Hartmann"-Transmissionselemente.

(Mit Abbildungen, Fig. 328—335.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Von Kugellagern für Transmissionen stellt die Sächsische Maschinenfabrik ein leichtes und ein schweres Modell für Wellen von 40 bis 100 mm her.

Der leichte Typ ist speziell für Vorgelege und zur Lagerung glatter Wellenstränge bestimmt, während der schwere für Hauptantriebe und schwer belastete Wellen berechnet wurde.

Beide Lager bestehen in der Hauptsache aus dem Kugellaufringe und der Spannhülse, sowie dem beide umschließenden Gehäuse. Die leichten wie die schweren Kugellaufringe bestehen aber wiederum je aus zwei außen glasharten, innen weichen Ringen, die nach dem Härten genau geschliffen werden und zwischen denen in Rillen Stahlkugeln laufen, die bei zähem Kerne gleichfalls glasharte Oberflächen besitzen. Um die gegenseitige Berührung dieser Kugeln und die damit verbundenen Reibungsverluste zu vermeiden, werden die Kugeln durch einen Führungskäfig voneinander getrennt gehalten. Dabei ist jedoch Sorge getragen, daß die Anzahl der Kugeln im Ringe, die so groß als möglich angenommen wird, nicht beeinträchtigt erscheint. Die Spannhülse dient zur Befestigung der Kugellaufringe auf den Wellen. Der äußere Ring wird genau in die Ausdrehungen der Lagerkörper eingepaßt.

Für das kleinste Kugelstehlager gelten mit Bezug auf Fig. 328 die folgenden Daten: leichtes und schweres Modell: Bohrung d = 35

Digitized by Google

bis 40 mm, h = 75, L = 80 oder für das schwere Lager 90, a = 210, h = 70, c = 25, s = 13, e = 165, Gewicht = ~ 8 und 10 kg. Für das größte gelten die Abmessungen d = 95 bis 100 mm, h = 150, L = 200 und 225, a = 430, b = 150, c = 50, s = 29, e = 340, Gewicht = ~ 48 und 63 kg.

Für den Antrieb von Spinnereimaschinen und besonders da, wo die Wellen rechtwinklig zueinander liegen, ist der zur Befestigung an der Decke und Wand brauchbare Riemenleiter, Fig. 331, bestimmt. Die beiden Leitrollen sind nebeneinander angeordnet, die Rollenachsen infolge der Kugelbewegung der Rollenhalter auf der Lagerplatte, nach jeder Richtung hin gegen die mittlere horizontale Lage verstellbar. Die Schmierung geschieht selbsttätig, und das ausgenutzte Öl läuft nach der geschlossenen Ölkammer zurück, aus der es nicht abtropfen kann.

Der Riemenleiter wird für Leitrollen von D (Fig. 331) = 190, 220 und 325 mm, B = 95, 130 und 180 mm, also in drei Größen gebaut.

Für Losscheiben gelangen Leerlaufbüchsen nach Fig. 329 u. 330 zur Anwendung. Davon ist die in Fig. 329 abgebildete eine ungeteilte für normal belastete Scheiben, die für Bohrungen von 35 bis 150 mm ausgeführt wird. Der Durchmesser der Lauffläche schwankt mit der Bohrung d (Fig. 329) zwischen 65 und 195 mm; die Länge richtet sich nach der Nabe, und da diese sich mit der Riemenbreite ändert, so wird jede Größe für acht Breiten von 100 bis 450 ausgeführt. Zwei Stellringe halten die Büchse auf der Welle fest; die Schmierung erfolgt von einer Tovoteschen Schmierbüchse aus, die mit den Stellschrauben zusammen auf dem Bunde der Büchse sitzt.

Die Leerlaufbüchse Fig. 330 ist geteilt und für schnellaufende, starkbelastete Losscheiben usw. berechnet; sie wird für Bohrungen d, Fig. 330, von 65 bis 195 mm mit D = 75 bis 210 mm und einer Länge E = 75 bis 450 mm ausgeführt. Die Schmierung erfolgt hier, wie Fig. 330 erkennen läßt, durch zwei Schmiergefäße von innen und außen.

Den Beweis dafür, daß sich die Sächsische Maschinenfabrik nicht bloß auf die Durcharbeitung der Transmissionsdetails selbst beschränkte, sondern auch die Baukonstruktionen, an denen sie befestigt werden, entsprechend umzumodeln suchte, mögen zwei Befestigungen von Lagern an Eisenkonstruktionen erbringen.

Von diesen veranschaulichen Fig. 334 u. 335 die Aufhängung eines Hängelagers an einem besonderen Betoneisen-Balken, in dem bei Ausführung des Baues entsprechende Löcher für die Befestigungsschrauben vorgesehen wurden, die nach der Montage der Lager mit Zement vergossen werden. Fig. 332 u. 333 zeigen die Befestigung eines Säulen-Konsollagers an einer Eisenbetonsäule, in der ebenfalls entsprechende Schraubenlöcher ausgespart worden sind.

In beiden Fällen wurden normale Lagerstühle verwandt und nur die Säulen selbst entsprechend ausgestaltet.

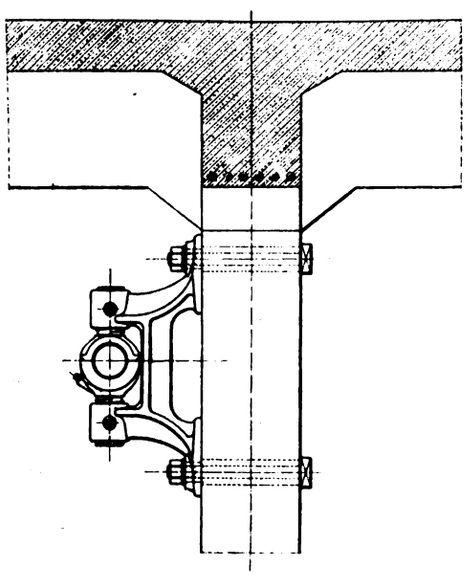


Fig. 332.

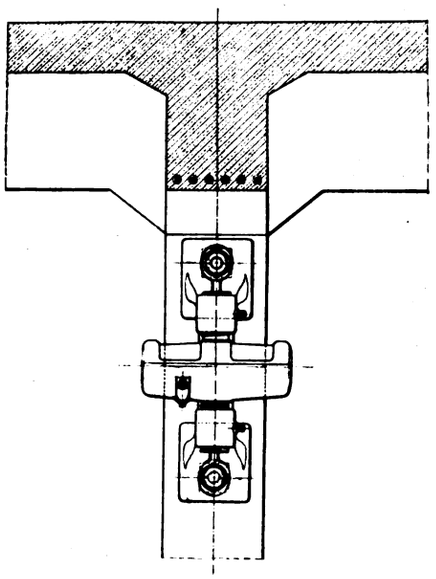


Fig. 333.

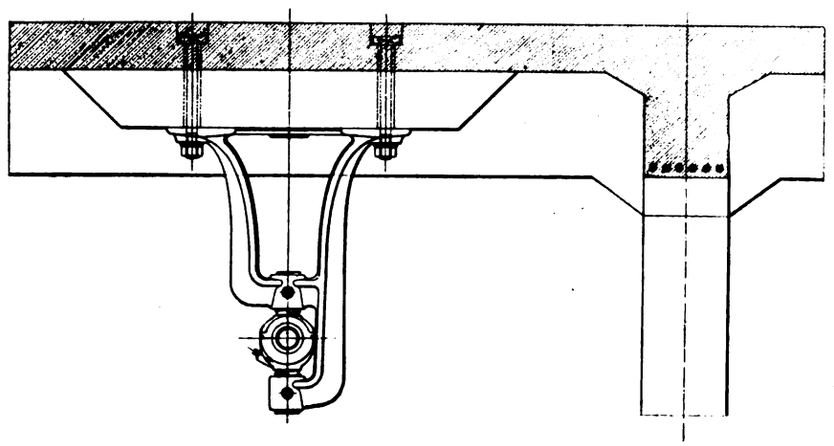


Fig. 334.

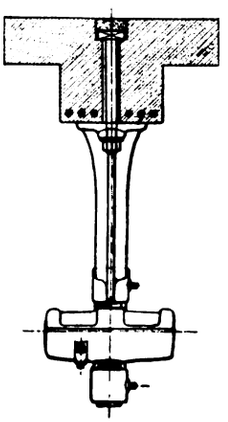


Fig. 335.

Z. A.: Neuere „Hartmann"-Transmissionselemente.

Der neue Deutzer Motor M. 11.

(Mit Abbildungen, Fig. 312 u. 313 in Heft 19.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Die Regulierfähigkeit einer Kraftmaschine ist um so größer, je leichter und schneller der Regulator sich plötzlichen Belastungsschwankungen anpassen kann. Auch nach dieser Richtung hin ist die vorliegende Konstruktion einwandfrei. Der Regulator hat nur den Drehpunkt des Einströmhebels zu verlegen, wodurch der Hub des Einströmventils größer oder kleiner wird und möglichst geringe Schwankungen der Tourenzahl bei Änderung der Belastung eintreten, so daß die Differenz der minutlichen Umdrehungszahl zwischen Vollbelastung und Leerlauf am geringsten wird.

Für Maschinen, die mit verschiedenen Umdrehungszahlen laufen sollen, beispielsweise zum Betrieb von Pumpen, Ventilatoren oder dergl., kann am Regulatorgestänge eine Vorrichtung angebracht werden, welche die Belastung des Regulators und dementsprechend die Umlaufzahl innerhalb gewisser Grenzen während des Ganges von Hand zu ändern gestattet.

Während die Fähigkeit des Motors, sich allen Belastungsschwankungen sicher und schnell anzupassen, von der Güte der Reguliervorrichtung abhängt, wird die Gleichförmigkeit des Ganges bekanntlich durch die angewendeten Schwungmassen bestimmt. Die Motoren werden gewöhnlich mit einem Schwungrade geliefert. Bei größeren Ausführungen wird zur sicheren Lagerung des Schwungrades die Achse außerhalb desselben durch ein besonderes Außenlager gestützt. Werden an die Gleichförmigkeit des Ganges oder die momentane Überlastungsfähigkeit des Motors hohe Ansprüche gestellt, beispielsweise zur Erzeugung elektrischen Lichtes usw., so werden die Motoren mit größeren Schwungmassen ausgestattet.

Die Zündung des angesaugten und komprimierten Gemenges erfolgt mittels elektrischen Funkens. Der erforderliche Strom wird durch einen magnet-elektrischen Zündapparat erzeugt. Der Funken selbst wird durch Unterbrechung des Stromkreises im Innern des Motorzylinders durch die plötzliche Trennung zweier vom Strom durchflossenen Teile, des Zündhebels und des isolierten Zündstiftes, bewirkt. Diese Zündung durch Unterbrechungsfunken bietet eine wesentlich größere Sicherheit für die Erreichung eines guten, kräftigen Funkens als die Verwendung der unbeweglichen Kontaktspitzen. Der bei solchen erforderliche, besonders hochgespannte Induktionsstrom ist nämlich schwer zu isolieren, so daß leicht Störungen durch Nebenschluß auftreten. Auch verbrennen solche Kontaktspitzen — selbst bei Ausführung in Platin — vielfach in kurzer Zeit.

Das Anlassen des Motors erfolgt bei den kleineren Maschinen von Hand. Um das Andrehen mittels Schwungrades zu vermeiden, wird auf Wunsch für die mittleren Motoren eine Sicherheitsandrehkurbel geliefert, die nicht nur beim normalen Anlaufen des Motors, sondern auch bei einer — durch unbeabsichtigte Frühzündung — plötzlich erfolgenden Rückwärtsdrehung selbsttätig ausgerückt wird. Größere Motoren werden zweckmäßig mittels Druckluftanlaß-Vorrichtung in Gang gebracht.

Auf die Ausbildung der Schmierung ist besondere Sorgfalt verwandt. Die Hauptlager der Maschine sind mit Ringschmierung, die Steuerwellenlager bei den größeren Maschinen mit Tropfen-

Digitized by Google

schmierung mit sichtbarem Tropfenfall ausgerüstet; bei den kleineren Motoren bringen die eingekapselten, in Ölbad laufenden Steuer- und Regulatorräder das Öl auch direkt in die anliegenden Lager der Steuerwelle. Die Zuführung des Öles zum Kurbelzapfen erfolgt von einem feststehenden Öler aus durch einen Ölring mittels Zentrifugalkraft. Zylinder und Kolben werden mittels einer durch den Motor angetriebenen und genau einstellbaren Ölpumpe versorgt, die das Öl unter Druck zuführt. Der Kolbenbolzen wird ebenfalls von einem feststehenden Öler aus mittels einer Abstreichvorrichtung geölt. Die Schraubenräder der Steuerwelle und des Regulatorantriebes laufen in einem Ölbad; auch für die Ventilspindeln ist eine leicht zu bedienende Schmierung vorgesehen; ganz allgemein ist dafür gesorgt, daß alle Schmierapparate jederzeit, ohne daß der Motor stillzusetzen ist, und ohne Gefahr für den Wärter neuaufgefüllt oder auch eingestellt werden können. Der Kurbelmechanismus ist gegen Ölschleudern durch ein Kurbelschutzblech abgedeckt, und an allen Stellen, an denen Öl austreten oder sich sammeln könnte, sind Vorrichtungen getroffen, um das ablaufende Öl aufzufangen und abzuführen.

Die beschriebenen Motoren werden zunächst in Größen bis zu 40 PS pro Zylinder ausgeführt. Sie können nicht nur für die verschiedensten Gasarten, wie Leuchtgas, Sauggas aus Anthrazit, Koks, Briketts usw., sowie Wassergas, sondern durch einfaches Auswechseln einzelner Teile auch für den Betrieb mit einigen flüssigen Brennstoffen, wie Benzin, Benzol, Spiritus eingerichtet werden; für diesen Fall erhalten sie eine Zerstäubungsvorrichtung und Brennstoffbehälter.

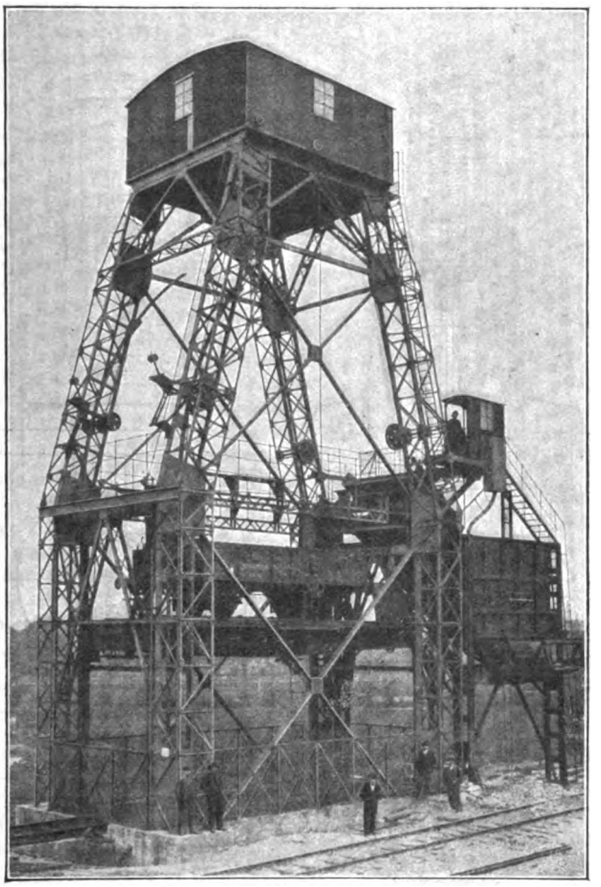


Fig. 336.

Fig. 337.

Z. A.: Elektrisch betriebener Waggonkipper.

Elektrisch betriebener Waggonkipper

von 30 000 kg Tragkraft.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 50 und Abbildungen, Fig. 336 u. 337.)

Nachdruck verboten.

Wo immer heutzutage größere Massen von Stapelmaterialien wie Erz und Kohle umgeladen werden müssen, ist man bestrebt, dies in weitestgehendem Maße durch Maschinen zu besorgen und die Handarbeit möglichst zu beschränken. Eine unter Berücksichtigung dieser Punkte von der Benrather Maschinenfabrik, Actien-Gesellschaft in Benrath für die Gewerkschaft Deutscher Kaiser in Bruckhausen gelieferte Anlage ist durch Fig. 336 u. 337 und die Zeichnungen auf Tafel 50 dargestellt.

Der Apparat ist dazu bestimmt, Erze und Hochofenzuschläge, die in gewöhnlichen offenen Güterwagen ankommen, in Talbot-selbstentlader umzufüllen. Er besteht aus zwei Hauptteilen, einer Einrichtung zum Hochziehen und Kippen der vollen Wagen und dem daneben stehenden Füllrumpf von 120 000 kg Fassungsvermögen, in den die Wagen entleert werden. Aus diesen wird das Material mittels einer beweglichen Rutsche in die Selbstentlader abgezogen. Rutsche und Verschlußklappe werden durch eine gemeinsame elektrisch betriebene Winde bedient. Als Huborgan für die zu entleerenden Wagen dienen vier Drahtseile, die die 10,5 m lange und 3,9 m breite Fahrbühne tragen und über Ablenkrollen zum Windwerk geleitet werden, wo sie sich auf vier Trommeln aufwickeln. Je zwei davon — für das vordere und hintere Ende der Bühne — werden gesondert durch je einen Motor angetrieben. Indes sind die beiden Triebwerke beim Hochziehen auf 10,8 m Höhe durch eine auf der durchgehenden Schneckenwelle sitzende Reibungskupplung miteinander verbunden. Die Leistung jedes Motors beträgt bei einer Hubgeschwindigkeit von 5,5 m pro Minute 45 PS. Um zeitraubendes Rangieren der zu entladenden Wagen zu vermeiden, ist der Kipper so aufgestellt, daß seine Längsachse mit der eines Eisenbahngleises zusammenfällt, das durch die Fahrbühne unterbrochen wird. Die beladenen Wagen werden auf der einen Seite des Apparates aufgestellt und verlassen ihn nach dem Entleeren auf der Seite des Füllrumpfes.

Das Entleeren eines Wagens geht in folgender Weise vor sich: In ihrer tiefsten Stelle sitzt die Fahrbühne bei geöffneten Schiebetüren mit Filzbuffern auf dem Fundament auf; dabei sind durch das Aufsetzen die in die Zufahrtgleise und in die Bühne eingebauten Gleissperren umgelegt worden. Nun wird der volle Wagen mittels Spills auf die Bühne gefahren. Erforderlichenfalls verringert man seine Geschwindigkeit durch die auf der Fahrbühne vorhandene, auf die Spurkränze der Räder wirkende Schienenbremse, die durch einen Spindelapparat betätigt wird. Beim Auffahren richtet der Wagen im gegebenen Moment zwei kräftige Fanghaken auf, die die Vorderachse umfassen. Dann setzt der Führer, der auf einer Bühne über dem Füllrumpf seinen Stand hat, mittels eines Steuerhebels und zweier selbsttätiger Umkehranlasser das Hubwerk in Gang. Durch das Anheben der Bühne richtet sich hinter der letzten Achse des Wagens eine Gleissperre auf, die ein Zurückrollen des Wagens verhindert. Gleichzeitig werden die Zugangsgleise verblockt, und die Schachttüren schließen sich.

Nach einem Hub von 10,8 m wird der Strom selbsttätig abgeschaltet und ein bis jetzt verriegelter Fußtritt freigegeben. Ein Druck des Führers auf diesen schiebt die Aufsetzvorrichtung vor, die aus zwei Stützhebeln am hinteren und zwei Lagern für die Kippzapfen am vorderen Ende der Bühne besteht, und öffnet zwei Gitterdrehtüren, die den Zugang vom Führerstand nach dem Fahr-

Digitized by Google

schacht sperren. Nun wird die Bühne auf die Aufsetzvorrichtung gesenkt und das Triebwerk automatisch stillgesetzt. Der Führer betritt die Bühne und löst die Verschlußriegel der als Klappe ausgebildeten Vorderwand des zu entleerenden Wagens. Durch das Aufsetzen ist ein Handhebel auf dem Führerstand frei geworden, mittels dessen der eine Motor vom Netz abgeschaltet und die Kupplung gelöst wird, welche die beiden Motoren verbindet. Setzt man nun die Umkehranlasser in Bewegung, so erhält nur der den hinteren Teil der Bühne hebende Motor Strom, und die Bühne mit dem Wagen dreht sich an zwei kreisförmig gebogenen Schienen geführt um die Kippzapfen solange, bis sie einen Winkel von 45° mit der Horizontalen bildet.

Während des Kippens schwenkt die Fahrbühne über die hinteren Seilrollen hinweg, nachdem sie die Sicherung entfernt hat, die ein Herausspringen der Seile aus den Rollen verhindert. Bei der Stellung unter 45° wird automatisch der Strom ausgeschaltet.

Sobald sich die Bühne in Kippbewegung gesetzt hat, ist der Handhebel, durch den Kupplung und Umschalter bedient wurden, wieder verriegelt worden, und er wird erst wieder frei gegeben, wenn nach Entleerung des Wagens die Bühne in die Horizontale auf die Aufsetzvorrichtung zurückgedreht ist. Beim Zurückkehren in die horizontale Lage wird auch die Seilsicherung wieder durch die Fahrbühne umgelegt. In der horizontalen Lage angelangt, tritt automatisch Abschalten des Stromes ein. Jetzt kann der zweite Motor wieder ans Netz gelegt und mit dem ersten durch die Kupplung verbunden werden. Der Führer hebt nun die Bühne bis zur höchsten horizontalen Stellung an, wobei sich die Gittertüren schließen, die Stützvorrichtungen verschwinden, die sie betätigenden Hebel verriegelt werden und automatische Endausschaltung eintritt. Die Fahrbühne wird nun gesenkt, die Schiebetüren öffnen sich und der Steuerhebel wird automatisch wieder in die Mittellage zurückgedreht. Durch das Aufsetzen in der tiefsten Stellung werden die den Wagen haltenden Fanghaken und die drei Gleissperren niedergelegt. Der Wagen kann jetzt unter dem Füllrumpf hindurch herausgefahren werden.

Beim Verlassen der Bühne entriegelt der Wagen noch die Fanghaken in dem Sinne, daß sämtliche Achsen des leeren Wagens die Bühne passieren können und die erste Achse des nächsten vollen Wagens von den Fanghaken wieder erfaßt wird. Unglücksfälle durch Unaufmerksamkeit des Führers sind ausgeschlossen, da der Strom nach jeder einzelnen Bewegung der Bühne, sei es beim Heben, Kippen oder Senken, automatisch unterbrochen wird, und der Maschinist nur durch die Herstellung des Stromschlusses die dem Arbeitsgang entsprechende Bewegung einleiten kann. Um einen Wagen zu kippen, ist also ein sechsmaliges Anlassen und ein sechsmaliges automatisches Ausschalten erforderlich.

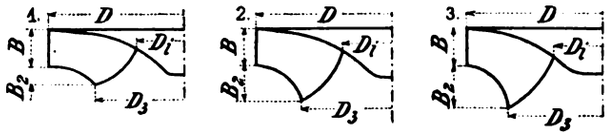
Besonders hervorzuheben ist, daß es die erste Anlage dieser Art in Deutschland ist, bei der eine einzige Bühne zum Heben und Kippen gleichzeitig Verwendung findet. Alle sonst aufgestellten Apparate besitzen zwei scharnierartig miteinander verbundene Bühnen, von denen nur die obere geneigt wird.

Über moderne Wasser- und Dampf-Turbinen.

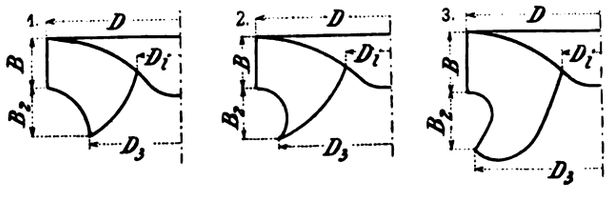
Von Ingenieur **Paul Hugo Günther** in **Bilbao** (Spanien).

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

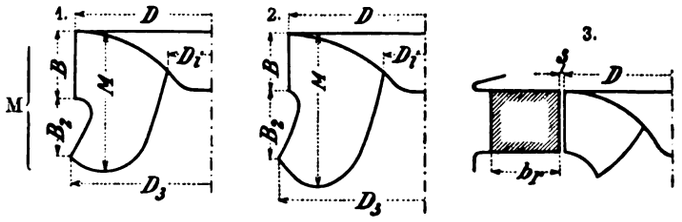
Die einzelnen Räder unserer Francisreihe bekämen im Medianschnitt folgende Formen:



Typ A.	Typ B.	Typ C.
D = 1,0;	D = 1,0;	D = 1,0;
D_i = 0,56;	D_i = 0,54;	D_i = 0,52;
D_3 = 0,590;	D_3 = 0,63;	D_3 = 0,735;
B = 0,075;	B = 0,10;	B = 0,125;
B_2 = 0,075;	B_2 = 0,10;	B_2 = 0,123.



Typ D.	Typ E.	Typ F.
D = 1,0;	D = 1,0;	D = 1,0;
D_i = 0.485;	D_i = 0.455;	D_i = 0,410;
D_3 = 0,825;	D_3 = 0.940;	D_3 = 1,058;
B = 0.160;	B = 0,200;	B = 0,250;
B_2 = 0,152;	B_3 = 0,183;	B_3 = 0,200.



Typ G.	Typ H.	Radiale Dimension des Leitapparates und des Spaltes.
D = 1,0;	D = 1,0;	D = 2000—3000; 2000—1000
D_i = 0.350;	D_i = 0,272;	i = 0,1—0,08 D, 0,11—0,1 D
D_3 = 1.095;	D_3 = 1,200;	D = < 1000 i = 0,14 I
B = 0,300;	B = 0,350;	s = 0,001—0,002 m (gilt für
B_2 = 0,218;	B_2 = 0,250;	3000 bis < 1000).
M = 0,562;	M = 0.655.	

Am Schlusse möchte ich noch auf eine bisher wenig ausgeführte Art der Reaktionsturbinen hinweisen, die in gewissen Fällen von großem Vorteil ist und ihr Verwendungsgebiet beträchtlich erweitert: die Serien- oder Hintereinanderschaltung der Reaktionsräder. Hat man kleine Gefälle und große Wasser-

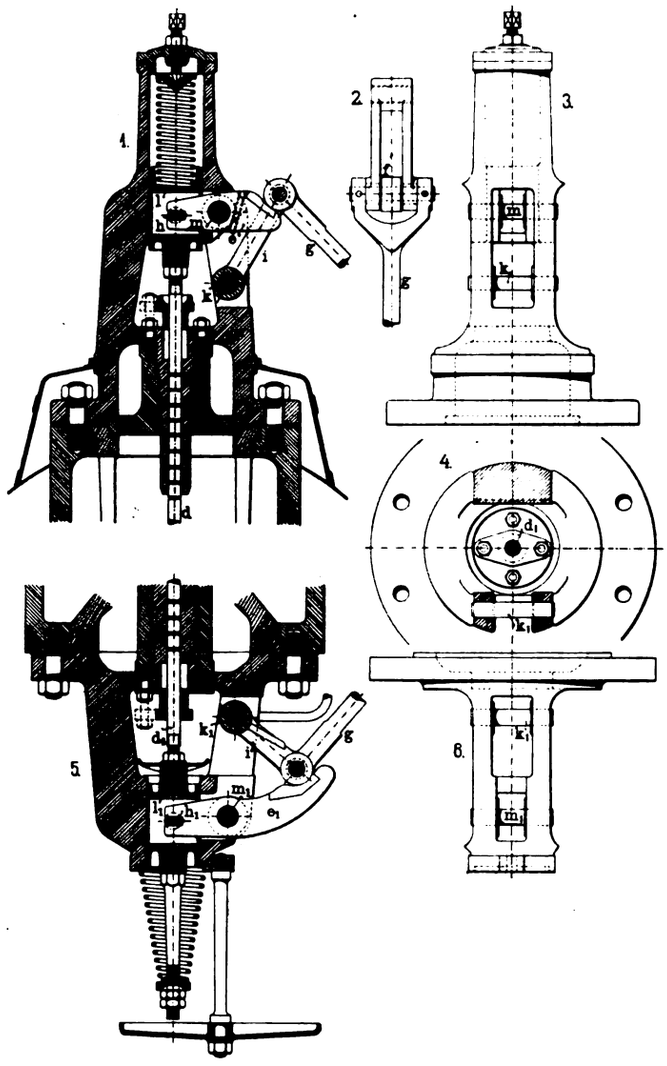


Fig. 338. Z. A.: Die neue „Proell"-Steuerung.

menge, so verteilt man die letztere auf mehrere Räder, wodurch man kleinere Durchmesser und höhere Touren erhält; man schaltet also in diesem Falle nebeneinander oder parallel.

Nun kann man aber bei Reaktionsturbinen für hohe Gefälle dieses auch teilen, wodurch man größere Raddurchmesser und kleinere Tourenzahlen erhält.

Am klarsten sieht man das aus einem Beispiele. Es stehen 100 m Nutzgefälle und 1000 l p. sec. zur Verfügung, bei ca. 375 t per m.

Wählt man hierzu eine reine Aktionsturbine „Peltonrad", so erhält man nach unseren Tabellen:

$$\sqrt{H} = 10;\ Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{1000}{10} = 100;\ N_e = 10 \cdot H \cdot Q = 10 \cdot 100 \cdot 1 = 1000.$$

$$K = \frac{n}{100}\sqrt{\frac{1000}{10}} = 0{,}375 \cdot 10 = 37{,}5$$

Digitized by Google

liegt also zwischen einem Pelton- und einem Girardpartialrad — Wählen wir ein Duplexpeltonrad, so erhalten wir

$$\sqrt{H} = 10;\ Q_1 = \left(\frac{Q}{\sqrt{H}}\right) : 2 = 50;$$

$$N_e \text{ pro Rad} = 500;\ K = \frac{375}{100} \cdot \sqrt{\frac{500}{10}} = \sim 24{,}25$$

und hieraus

$$D = \sqrt{\frac{Q_1}{0{,}0218}} = \sqrt{\frac{0{,}050}{0{,}0218}} = \sim 1{,}5 \text{ m}.$$

Wählen wir jetzt statt der Aktionsturbine eine Serienreaktionsturbine von zwei Rädern in Reihe, so wird:

$$\sqrt{\frac{H}{2}} = \sqrt{50} = 7{,}05;\ Q_1 = \frac{1000}{7{,}05} = 142;\ N_e = 10 \cdot 50 \cdot 1 = 500 \text{ pro Rad.}$$

$$K = \frac{375}{50} \sqrt{\frac{500}{7{,}05}} = 7{,}5 \cdot 8{,}4 = 63 = 2\ B \text{ Räder von } D = \sqrt{\frac{0{,}142}{0{,}218}}$$

= 650 mm Durchmesser.

In der Ausführung würden beide Turbinenarten folgendermaßen zu stehen kommen:

Peltonrad: $G = 140\ D \cdot \sqrt{500} \cdot 2 + 2(H + HP)$ = 9500 + 1200 = 10 700 kg.

Francisserienturbine:

$G = 2 \cdot 160 \cdot D \cdot \sqrt{Q} + 2\ (H + HP) = 6700$ + 1200 = 7900 kg = ∽ 8000 kg.

Rechnet man hierzu noch den Verbindungsstutzen vom Ende des Auslaßkrümmers bis Einströmung in die zweite Turbine mit rund 800 kg, so wird eine zweifache Serien-Reaktionsturbine noch ökonomischer sein; ganz abgesehen davon, daß hier eine höhere Ausnutzung des Gefälles möglich ist, die mindestens 2—3 m betragen dürfte, also etwa 25 PSe.

Die folgenden Tabellen*) geben für Pelton-, Girard-, Jonval- und Francis-Turbinen die Wassermengen und Tourenzahlen pro 1 m Nutzgefälle. Um die tatsächlichen Q und n zu erhalten, hat man die Werte der Tabellen nur mit $\sqrt{H}$ zu multiplizieren, oder aber, da meistens Q und H gegeben sind, sucht man $\sqrt{H}$, dividiert Q durch $\sqrt{H}$ und findet $Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$ und damit das korrespondierende D (Laufraddurchmesser) und n_1. Aus den Tabellen I—II—III—IV ergeben sich dann alle weiteren Daten für das Projekt.

Pelton-Turbinen.

D Durchm. mm	A K = 11		B = 15		C = 20	
	$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$	$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$	Q_1	n_1	Q_1	n_1
250	0,525	152	0,88	160	1,36	169
300	0,755	127	1,27	133	1,96	141
400	1,342	95	2,26	100	3,48	105
500	2,10	76	3,53	80	5,45	84,5
600	3,02	63,5	5,08	67	7,85	70,5
700	4,11	54,5	6,9	57	10,7	60,5
800	5,38	47,5	9,02	50	14	52,7
900	6,80	42,2	11,40	44,5	17,65	47
1000	8,4	38	14,1	40	21,8	42,25
1100	10,2	34,6	17,1	36,4	26,4	38,4
1200	12,1	31,7	20,3	33,4	31,4	35,2
1300	14,2	29,2	23,8	30,8	36,8	32,5
1400	16,5	27,2	27,6	28,6	42,7	30,2
1500	18,9	25,3	31,8	26,6	49,1	28,1
1600	21,5	23,8	36,1	25	56,0	26,4
1700	24,3	22,4	40,8	23,6	63	24,8
1800	27,2	21,1	45,6	22,2	70,6	23,4
1900	30,3	20	51,0	21	78,7	22,2
2000	33,6	19	56,5	20	87,3	21,1
2200	40,6	17,3	68,3	18,2	105,5	19,2
2400	48,5	15,8	81,2	16,7	125,5	17,6
2600	56,8	14,6	95,5	15,4	147,5	16,2
2800	65,8	13,6	110,5	14,3	171	15,1
3000	75,6	12,7	127,0	13,3	196	14,1

Die unterstrichenen Werte repräsentieren die normale Einheit nach Tabelle I.

*) Alle Werte der Tabellen sind abgerundet.

Es gilt nun: $Q_{1x} = 0{,}0084\ D_x^2$ etc.

$$n_{1x} = \frac{38}{D_x} \text{ etc.}$$

$Q_1 = l \cdot p \cdot \sec$ pro 1 m Gefälle.

Beispiel:

$H = 400;\ Q = 150;\ n = 500;\ PS_e = 10 \cdot 400 \cdot 0{,}15 = 600;$

$$K = \frac{500}{400} \sqrt{\frac{600}{\sqrt{400}}} = 1{,}25 \cdot 5{,}47 = \sim 7 = \text{Serie A.}$$

$\sqrt{H} = 20$; $Q_1 = 7{,}5$; $n_1 = 25$, ergibt ein Rad D = 1500 mm, jedoch mit einer Düse, die zu $Q_1 = 7{,}5$ korrespondiert.

$$d^2 = \frac{Q_1}{3{,}48\ y} = \frac{0{,}0075}{3{,}48 \cdot 0{,}953} = \frac{0{,}0075}{3{,}34} = 0{,}002245$$

d = 47 mm Durchm., x nach Tafel I. $b_r = 165$ mm; $b_a = 235$ mm; B = 900 mm; t = 222 mm; Schaufelzahl: 22.

Gewicht: 2940 + 1000 = 3940 = ∽ 4000 kg.

(Fortsetzung folgt.)

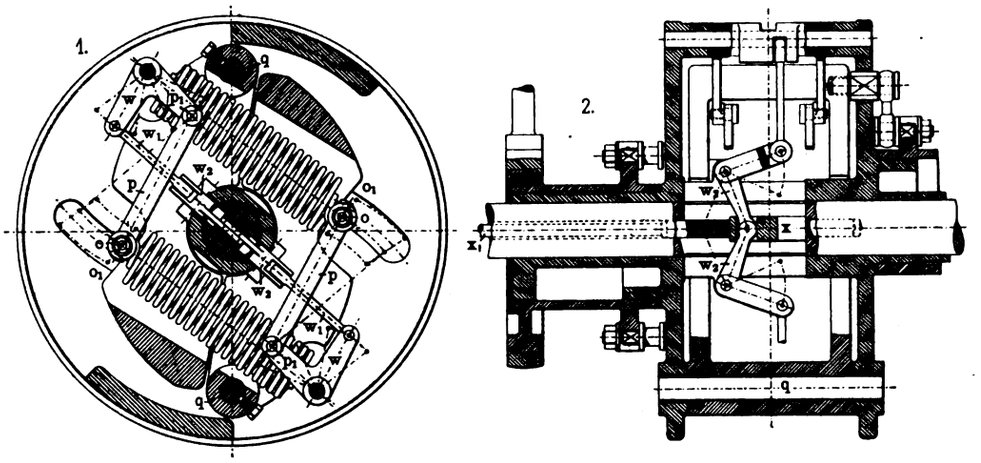


Fig. 339. Z. A.: Die neue „Proell"-Steuerung.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Die neue „Proell"-Steuerung.

(Mit Abbildungen, Fig. 338 u. 339.)

Nachdruck verboten.

Das von Dr. R. Proell in Dresden zuerst angewandte Prinzip, die Einlaßexzenter, die die Ventile der Maschine zwangläufig steuern, durch einen auf der zur Zylinderachse parallelen Steuerwelle sitzenden Achsenregler unmittelbar zu verstellen, hat unterdes in verschiedenen Variationen tausendfach Anwendung gefunden und sich glänzend bewährt. Die modernste Ausführungsform dieser Flachreglersteuerung, die neue „Proell-Steuerung" ist in den Fig. 338 u. 339 dargestellt, und zwar zeigen Skz. 1 bis 3 der Fig. 338 den Einlaßständer, Skz. 4 bis 6 den Auslaßständer, Fig. 339 den Flachregler im Quer- und Längsschnitt. Der letztere hat keinerlei Beharrungswirkung und ist mit einer Vorrichtung zur Verstellung der Umlaufzahl während des Ganges ausgerüstet, die es ermöglicht, durch Drehung eines Handrades das Federmoment zu verkleinern und die Tourenzahl der Maschine herabzusetzen sowie umgekehrt. Zu dem Zwecke greifen die mit einem Ende am Gehäuse befestigten Zugfedern, die der Zentrifugalkraft der Schwungpendel entgegenwirken, nicht unmittelbar an den Pendeln an, sind vielmehr an Bolzen o angehängt, die durch Lenker p auf Kreisbogen mit einstellbarem Mittelpunkt p_1 geführt werden, dessen Verstellung durch Drehung des Winkelhebels w erfolgt. Die anderen Enden der Lenker tragen Rollen, die auf den geraden Endflächen o_1 der Pendel laufen. Die Bewegung der Rollen infolge des Pendelausschlages ist gering, da die Kreisbogen um p_1 und um den Pendeldrehpunkt q, den der Rollenmittelpunkt bei starrer Verbindung mit dem Pendel beschreiben würde, nahezu übereinstimmen. Der Winkelhebel w steht durch die Stange w_1 mit einem zweiten Winkelhebel w_2 in Verbindung. Die anderen Schenkel der Winkelhebel w_2 sind in einem Gleitstück x gehalten, das sich mittels der Spindel x, in einem Schlitz der Welle verschieben läßt. Die Bewegung der Spindel x wird durch Drehung eines oder zweier bequem zugänglichen Handräder bewirkt. Die Annäherung des Mittelpunktes p_1 an den Pendeldrehpunkt q hat eine Verkleinerung, die Entfernung eine Vergrößerung des Federmomentes bei konstant bleibendem Ungleichförmigkeitsgrad zur Folge. Die normale Verstellung der Tourenzahl beträgt 20%, doch werden die Regler auf Wunsch auch mit einem Verstellgebiet von 100% geliefert, wo ebenfalls der Ungleichförmigkeitsgrad noch konstant bleibt. Regler der letzten Art bezeichnet man als Leistungsflachregler, die für

Digitized by Google

Antrieb von Papiermaschinen oder für Pumpanlagen, Kompressoren Walzenzugsmaschinen usw. Verwendung finden.

Der Ausschlag der Schwungpendel veranlaßt eine Verstellung der Drehexzenter auf den Grundexzentern, die auf die Steuerwelle aufgekeilt sind. Durch die Steuerstangen, deren Exzenterbügel auf die Drehexzenter aufgesetzt sind, wird die damit eingeleitete Regulierung mit Hilfe des Einlaßmechanismus „Bauart Schwabe" auf die Ventile übertragen. Dieser wirkt folgendermaßen: Die Steuerstange g wird durch einen Lenker i geführt, der um einen in der Ventilhaube gelagerten Bolzen k schwingt (Fig. 338). Sie trägt an ihrem einen Ende eine Rolle f, die auf einem um den Bolzen m drehbaren zweiarmigen Ventilkurvenhebel e aufläuft. Dadurch wird der Ventilhebel zum Ausweichen gezwungen und hebt mit seinem geschlitzten Ende die Ventilspindel d vertikal an, die so von seitlichen Drücken völlig frei bleibt und keinem Verschleiß unterworfen ist. Die Kurvenform des Ventilhebels ist so gewählt, daß der Anhub der Ventile zuerst sanft, dann aber rasch erfolgt. Der kinematisch außerordentlich günstig arbeitende Mechanismus vereinigt gewissermaßen mit den Vorzügen des zwangläufigen auch die des auslösenden Prinzips, indem er wie bei letzterem rasche Ventilöffnung, präzisen Abschluß und dadurch geringen Dampfverbrauch gibt, ohne jedoch die schwerwiegenden Nachteile, wie Abnutzung von Abschnappkanten, Anwendung von Luft- oder Ölpuffern, Einschlagen der Ventile und geräuschvollen Gang mit in den Kauf zu nehmen. Die neue „Proell-Steuerung" ist für jede zulässige Tourenzahl verwendbar (z. B. bei 200 Touren noch vollständig schlagloses Arbeiten), äußerst einfach und betriebssicher; sie hat schnell Verbreitung gefunden und wird bereits von ca. 35 Maschinenbauanstalten mit dem größten Erfolge angewendet.

Lastkettennuß in der Ausrückung verharrt, kann man den leeren Unterblock schnell herauf- und herunterholen. Durch Zug an der Handkette, die über das Handkettenrad c mit Kettenführung b läuft, wird die Antriebsachse d umgedreht, die das Zahnrad f antreibt. Dieses aber sitzt fest auf der Vierkantnabe der Lastkettennuß e, die daher an der Umdrehung teilnehmen muß und sich lose auf dem Lastbolzen g dreht. Der Bolzen trägt die Rosette k und Gegenrosette k_1, die sich gegen den in den Blechseitenteilen a_1 und a_2 befestigten Bolzen k_2 stützen. Auf ein mit der Rosette k fest verbundenes Sperrädchen wirkt die Ratsche i nach Art einer Knarre mittels einer in ihrem Ende gehaltenen federnden Sperrklinke. Durch Zug am Seilchen, das am freien Ende der Ratsche angreift, werden die Rosetten über den Bolzen k_2 bewegt. Beim ersten Zug wird die Lastwelle in den schrägen Schlitzen der Gehäuseteile nach oben geschoben, so daß das Zahnrad f mit seinem Getriebe außer Eingriff kommt. In der Ausrückung verharrt die Lastkettennuß, bis durch einen weiteren Zug an der Ratsche i der Lastbolzen zum Einrücken gesenkt wird. Bei Freigabe des

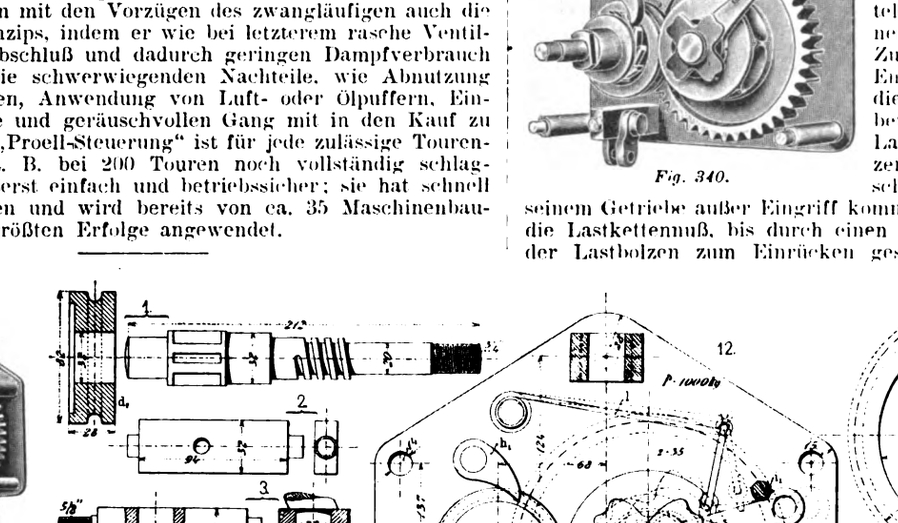
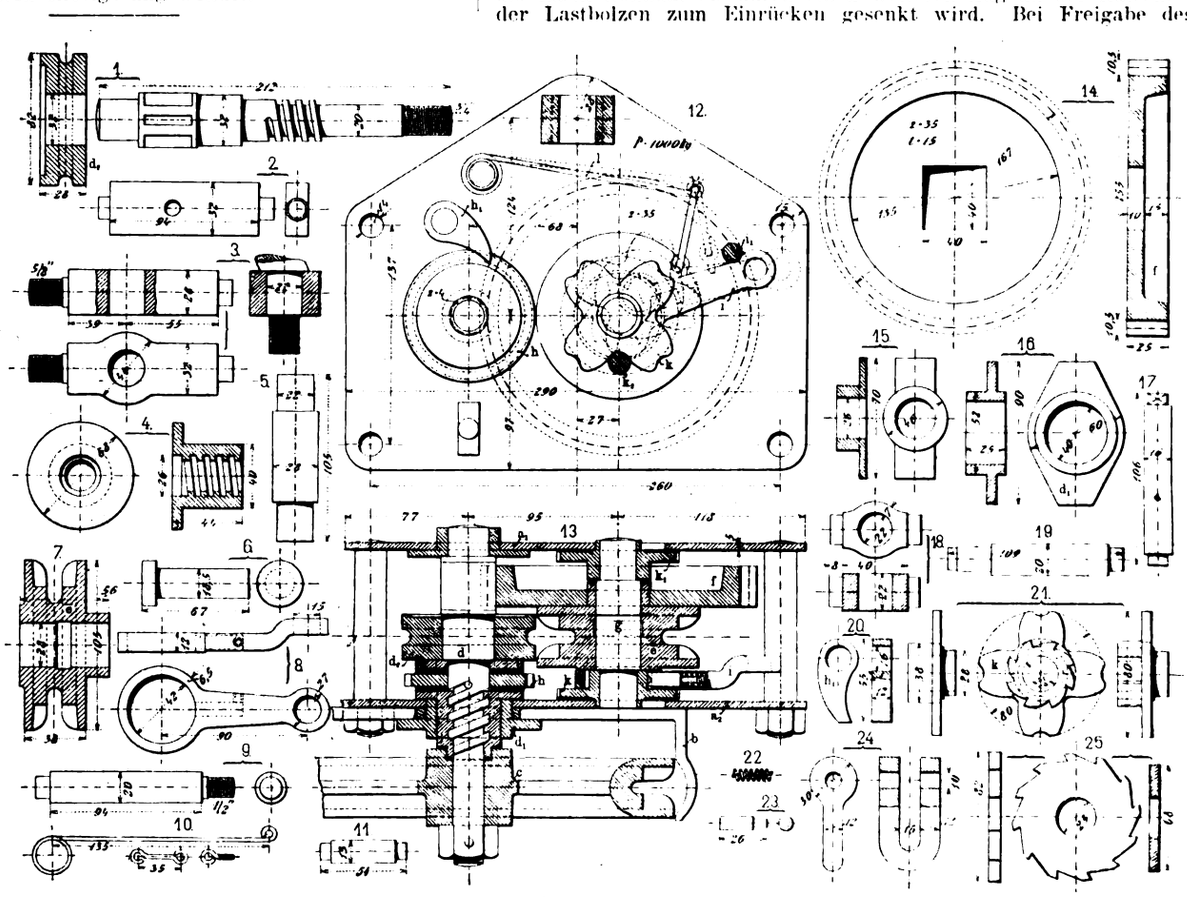


Fig. 340.

Fig. 341.



Z. L.: „Hadef"-Stirnrad-Flaschenzug.

Fig. 342.

„Hadef"-Stirnrad-Flaschenzug

mit verharrender Ausrückung.

(Mit Abbildungen, Fig. 340—342.)

Nachdruck verboten.

Die Zahnrad-Schnellflaschenzüge Marke „Hadef" der Firma Heinrich de Fries G. m. b. H. in Düsseldorf zeichnen sich vor den Schraubenflaschenzügen durch einen bedeutend höheren Nutzeffekt aus und ergeben bei geringstem Kraftaufwand eine für Handhebezeuge außergewöhnlich günstige Arbeitsleistung. Fig. 341 zeigt einen „Hadef"-Flaschenzug mit Unterblock, Fig. 340 gibt eine Innenansicht, Fig. 342, die Konstruktionsdetails.

Da die „Hadef"-Flaschenzüge fast ausschließlich aus Stahl hergestellt werden — auch die Handkettenräder sind aus Stahl — so besitzen sie große Dauerhaftigkeit, zumal bei Stirnradtriebwerken die Abnutzung an und für sich verhältnismäßig gering ist. Der Handkettenzug ist so gewählt, daß die Arbeitskraft des Arbeiters, ohne ihn zu überanstrengen, in günstigster Weise ausgenutzt und dadurch ein schnelles Heben ermöglicht wird. Da die einmal ausgerückte Seilzuges wird die Ratsche i, die sich gegen den Bolzen i_1 stützt, durch die Feder l in die Eingriffsstellung gebracht. Ein unwillkürliches Herausklettern des Lastkettenrades aus dem Triebrad ist dagegen ausgeschlossen. Bekanntlich ist das Herausklettern des Schneckenrades aus der Schnecke der Hauptübelstand der Schraubenflaschenzüge mit verharrender Ausrückung, da dann Rad und Schnecke mit halbem Zahn auf halbem Zahn arbeiten. Die vorzüglich wirkende Lamellenbremse mit Sperrad h und Sperrklinke h_1 des „Hadef" hält die Last auf jeder Höhe selbsttätig fest und gestattet ein sicheres, millimeterweises Senken. Alle Triebwerksteile liegen in einem von allen Seiten umschlossenen Gehäuse, so daß sie nach Möglichkeit gegen Schmutz und Sand geschützt sind. Als weitere Vorzüge des „Hadef"-Flaschenzuges wären noch die kurze Baulänge und die bedeutende Hubgeschwindigkeit hervorzuheben; so beträgt z. B. die ganze Länge eines 2000 kg-Flaschenzuges in zusammengezogenem Zustande (Innenkante bis Innenkante Haken) 800 mm, der Hub bei Abhaspelung von 30 m Handkette in der Minute 625 mm.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 21. Begründet von W. H. Uhland. 8. Oktober 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Vertikaler „Gardner"-Sauggasmotor.

(*Mit Abbildung, Fig. 343.*)

Nachdruck verboten.

Die Konstrukteure der bekannten Gardner-Motoren (Vertreter Bieberstein & Goedicke in Hamburg) haben in jüngster Zeit neben Petroleum- und Gasmotoren auch Sauggasmotoren ausgeführt, die mit hohen Tourenzahlen laufen und deshalb für direkte Kupplung mit Dynamos ernstlich in Betracht kommen, zumal eine exakte Regulierung die Umdrehungszahl sehr konstant hält. Fig. 343 zeigt einen stehenden vierzylindrigen „Gardner"-Sauggasmotor, der mit einer Siemens-Compound-Gleichstromdynamo von 40 KW direkt gekuppelt ist und bei 500 Umdrehungen in der Minute 65 PS leistet.

Jeder der vier gleichen Zylinder hat 191 mm Bohrung, und der Kolbenhub beträgt 230 mm. Motor und Dynamo sind auf einer gemeinsamen gußeisernen Grundplatte montiert. Alle Ventile sind im Zylinderkopf untergebracht, der mit dem Motorzylinder ein Gußstück bildet, so daß keine Verbindungen und Verschraubungen vorhanden sind, durch die sich die Verbrennungsprodukte einen Weg zum Kühlmantel suchen könnten. Der Kühlmantel umschließt den ganzen Zylinder und Auspuff und gestattet eine bequeme Reinigung. Sämtliche Kurbeln sind in einem gemeinsamen gußeisernen Gehäuse eingeschlossen, das durch eine Anzahl reichlich bemessener, für gewöhnlich durch Deckel verschlossener Öffnungen leicht zugänglich ist. Die Hauptlager haben mit Weißmetall ausgegossene Schalen aus Geschützbronze. Die Zündung ist als magnetelektrische Niederspannungszündung ausgeführt.

Die automatische Regelung der Motoren erfolgt durch einen Zentrifugalregler eigenartiger Konstruktion, der von der Steuerwelle mittels Schraubenräder angetrieben wird und auf ein Drosselventil einwirkt.

Der in der Abbildung veranschaulichte Motor ist im Elektrizitätswerk in Walton aufgestellt, wo er mit einem 80 pferdigen Sauggasgenerator in Verbindung steht. Die Betriebsverhältnisse sind besonders ungünstig. Die Anlage arbeitet normal 20 Minuten ohne Belastung, dann steigt die Belastung plötzlich auf Vollast, um nach drei Minuten allmählich auf ein Drittel herabzusinken, worauf wieder 20 Minuten Leerlauf folgen. Wie vorzüglich und gleichmäßig die ganze Anlage arbeitet, erhellt aus den folgenden Angaben, denen ein zwölfstündiger — früh 7,30 Uhr beginnender und 7,30 Uhr abends endender — Betrieb zugrunde liegt. Die Belastung wurde dadurch konstant erhalten, daß man die Dynamo auf einen Wasserwiderstand arbeiten ließ.

Die Umdrehungszahlen hielten sich zwischen 500 und 508 in der Minute, entsprechend einem Gleichströmigkeitsgrad von 1,6% bei voller Belastung. Der Generator wurde in regelmäßigen halbstündigen Zwischenräumen mit 15 kg Walliser Anthrazitkohle beschickt, der Gesamtverbrauch während der zwölf Stunden belief sich also auf 360 kg. Das Feuer wurde stündlich geschürt und abgeschlackt. Nach einem zwölfstündigen Betrieb ergaben sich 5 kg Schlacken, also 1,38% der verbrauchten Kohlen. Der Wasserverbrauch der Generatoranlage betrug im gleichen Zeitraum 5448 Liter.

Die folgenden Daten geben das Gesamtresultat des Versuches: Summiert man die Voltmeter- und Amperemeter-Ablesungen und dividiert sie durch die Zahl der Aufzeichnungen, so ergibt sich als Durchschnitt aus den Mittelwerten der Ablesungen (251,78 V und 163,7 Amp.) eine Leistung von 41,21 KW oder 63,4 PS. Der Wirkungsgrad der Dynamo betrug 87%.

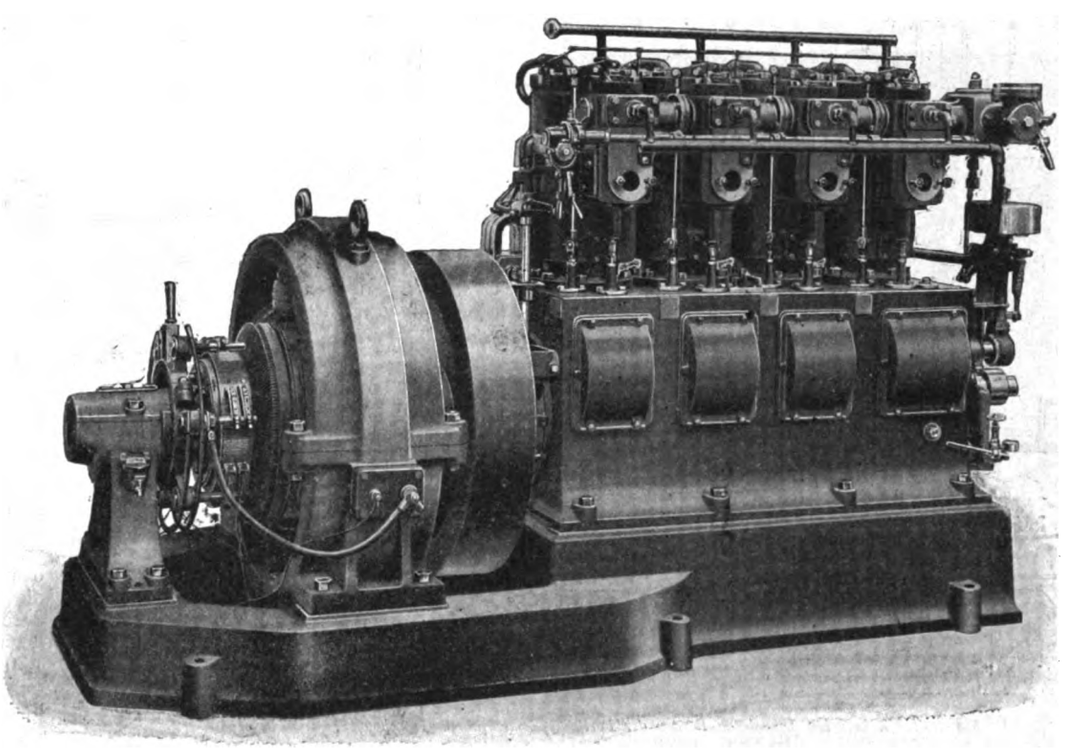


Fig. 343. Z. A.: Vertikaler „Gardner"-Sauggasmotor.

Aus den Angaben des Zählers ergibt sich als durchschnittliche Belastung 512,2 KW-Stunden, also 42,68 KW oder 65,7 PS.

Der Gesamtverbrauch an Kohlen betrug 360 kg, demnach 30 kg pro Stunde; das ergibt:

$\frac{30}{42,6} = 0{,}703$ kg Kohlen per KW-Std.

$\frac{30}{65,7} = 0{,}456$ kg Kohlen per PS und Std.

} nach Ampere-Stunden-Meter-Ziffern

Der Kohlenverbrauch berechnet sich aus den zuerst genannten Ablesungen zu 0,727 kg pro KW-Std. und 0,473 pro PS-Std., während sich folgende Betriebskosten ergeben:

Material	Einheitspreis	Erzeugungskosten für 1 KW-Std. Pf.	für 1 PS-Std. Pf.
Kohlen . . .	1 t = Mk. 31,00	2,390	1,550
Kühlwasser	1000 l = Mk. 0,11	0,117	0,076
Schmieröl .	1 l = Mk. 0,55	0,110	0,055
	Gesamt:	2,617	1,681

Digitized by Google

Die Eisenbeton-Bauten

der Portland-Zementfabrik Groschowitz.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 51 und Abbildungen, Fig. 344 u. 345.)

Nachdruck verboten.

Die Eisenbetonbauten, die zwecks Erweiterung der Fabrikanlagen der Schlesischen Aktien-Gesellschaft für Portland-Zementfabrikation zu Groschowitz O.-S. von der Firma Gebr. Huber in Breslau entworfen und ausgeführt wurden, sind ein interessantes Beispiel dafür, wie gerade Bauwerke in Eisenbeton den Betriebsbedingungen eng angepaßt werden können. Noch während der Aufführung kann den Wünschen der Maschinenlieferanten und Betriebsleiter nach Änderungen und Verbesserungen Rechnung getragen werden. Bei einer so umfangreichen Anlage, für die verschiedene Spezialfirmen die Drehöfen, die Mühlen usw. lieferten, war es natürlich nicht immer leicht, den verschiedenen Anforde- beschleunigt werden mußten. Die Arbeiten wurden Anfang Juli beschleunigt werden mußten. Die Arbeiten wurden Anfang Juli begonnen, und im November sollten bereits drei Öfen in Betrieb genommen werden. Daß diese schwierige Aufgabe eine so gelungene Lösung gefunden hat, bedeutet einen beachtenswerten Erfolg der Eisenbetonkonstruktion.

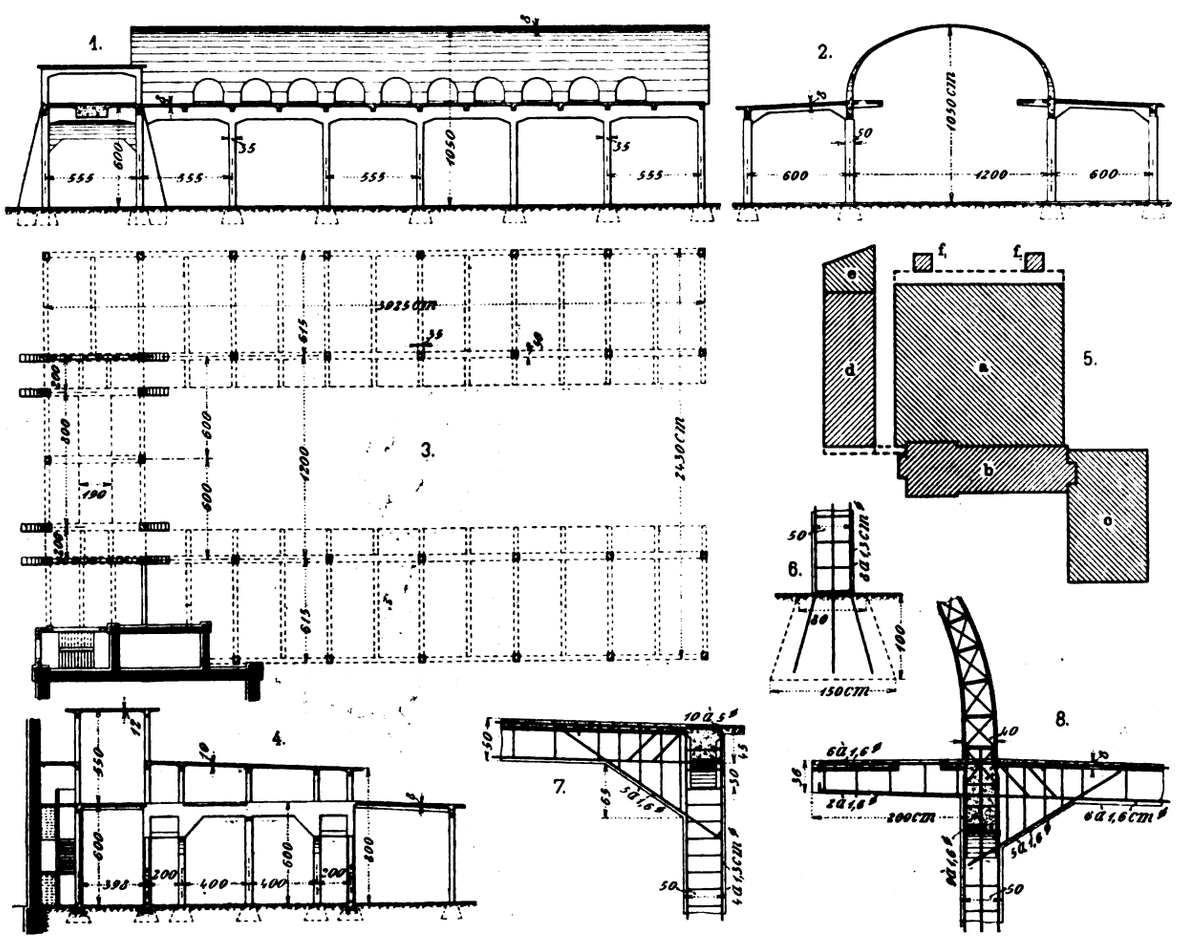


Fig. 344. Z. A.: Die Eisenbeton-Bauten der Portland-Zementfabrik Groschowitz.

Den Lageplan der Erweiterungsbauten gibt Textfigur 344, Skz. 5. Die Mitte der Anlage nimmt das Ofenhaus a ein, dem sich nach Süden das Zementmühlengebäude b direkt angliedert, während auf der Nordseite die beiden Kohlensilos f_1 und f_2 vorgesehen sind. An der Längsseite des Ofenhauses nach Westen zu ist der Zementsilo d mit der Laderampe e aufgeführt und an die Südostecke des Komplexes die Klinkerhalle c gesetzt. Das Ofenhaus (Tafel 51, Fig. 1—6, 23—26) ist ein dreischiffiger Hallenbau, Fig. 1 ist ein Längsschnitt durch das Mittelschiff, Fig. 3 durch ein Seitenschiff, Fig. 4 ein Querschnitt durch den vorderen, Fig. 2 durch den hinteren Teil des Gebäudes. In dem Ofenhause sind sechs Drehöfen nebst den erforderlichen Kohlentrommeln, die gesamten Brecher und Mühlen für die Zerkleinerung von Kalk und Kohle mit den zugehörigen Bunkern und Beschickungsanlagen, Luftzuführungs- und Entstaubungseinrichtungen untergebracht. Die Drehöfen haben zu je drei in den beiden 48,19 m langen und 16 m breiten Seitenschiffen Aufstellung gefunden. Die gleiche Länge bei einer Breite von ca. 18 m besitzt das Mittelschiff, das im Erdgeschoß die Kühltrommeln und die Kohlentrocknung enthält, während auf den nach Bedarf angeordneten Bühnen die Mühlen- und Beschickungsanlagen untergebracht sind. Das Gebäude wird von 75 Säulen getragen und an der Rückseite zum Teil durch die Wand des angrenzenden alten Ofenhauses abgestützt. Das Mittelschiff ist überhöht und mit einem an der Traufe 15,50 m und in der First 16,20 m hohen Satteldach abgedeckt. Dieses wird auf der Rückseite durch ein quergelegtes höheres Satteldach, auf das noch ein Elevatorhäuschen aufgesetzt ist, überschnitten. Die Höhe des querliegenden Daches beträgt 20 m, die des Elevatorhäuschens 22 m. Die vorn 11 m, hinten 15 m hohen Seitenschiffe haben ein schwach ansteigendes Schleppdach, so daß die von den Öfen ausströmende heiße Luft ungehindert abziehen kann. Interessante Konstruktionseinzelheiten sind in den Fig. 5 und 6 und 23 bis 26 wiedergegeben, und zwar zeigt Fig. 5 den Dachbalken bei W, Fig. 6 den Balken bei U, Fig. 23 den bei X, Fig. 24 den Kragbalken bei V, Fig. 25 den Balken bei T und Fig. 26 die Auskragung bei S.

Mit dem Ofenhaus ist das Zementsilogebäude, von dem Textfigur 345, Skz. 1 den Querschnitt, Skz. 2 den halben Grundriß zeigt, durch eine Eisenbetonbrücke in Höhe des Dachgeschosses verbunden. Der für 50000 Faß berechnete Silobau ist 40 m lang und 15 m breit. Die Gründung mußte mit Rücksicht auf die großen Lasten auf durchgehenden, mit Eisen armierten Schwellen erfolgen, um den Druck der Säulen gleichmäßig auf den Untergrund zu übertragen. Die Trichter, deren Oberkante 11,86 m und deren Unterkante 1,20 m über dem Fußboden liegt, sind so konstruiert, daß jeder von zwei Schüttrinnen aus, die in 3,55 m Entfernung von der Mitte in der Längsrichtung der Silos laufen, gleichmäßig gefüllt werden kann. Im oberen Teile des Silos mußten deshalb die Längswände fortfallen, die im unteren Teile bis zu einer Höhe von 2,7 m durchgeführt sind, um zum Aufhängen der Siloböden genügend hohe Balken zu erhalten. Gleichzeitig damit wurde die Möglichkeit gewonnen, die Silotaschen im unteren Teile zur besseren Aufnahme der großen Seitenkräfte ringförmig ausbilden und ihre Wandstärke verringern zu können. Da, wie schon erwähnt, im oberen Teile des Silos die Längswände nicht durchgeführt werden durften, mußten dort 1,30 m hohe und 35 cm breite Balken zur Aufnahme des Seitenschubes der einzelnen Zellen vorgesehen werden. Der Oberbau des Silos, von dem aus die Beschickung erfolgt, hat eine auf Eisenbetonpfosten ruhende Plattenbalkendecke. Mittels Transportschnecken und -Bändern wird der Zement in die anschließende aus fünf kleinen Silos bestehende mechanische Faßpackerei gefördert, vor der die überdachte Laderampe angeordnet ist.

Die Skz. 1, 2 und 3 der Textfigur 344 zeigen die Klinkerhalle c in Seitenansicht, Querschnitt und Grundriß; Skz. 4 ist ein Querschnitt durch den Kopfbau und die Skz. 6 bis 8 bringen wichtige Details. Das dreischiffige Gebäude ist 39,25 m lang und 24,30 m breit. Im vorderen Teile sind die Vorrichtungen zum Antrieb der Schüttelrinnen und der Verteilung auf diese untergebracht. Zur Aufnahme der hier auftretenden heftigen pendelnden Erschütterungen sind besondere Strebepfeiler vorgesehen und alle Teile kräftig ausgeführt. Das Bogendach des Mittelschiffes, das im Scheitel eine Höhe von 10,50 m erreicht, ist in einer Spannweite von 12 m von Mitte zu Mitte der stützenden Pfosten ohne Zuganker schublos konstruiert. Die ca. 6 m hohen Seitenschiffe sind flach gedeckt.

Über die Ausbildung eines zweiten Klinkerschuppens, der gleichzeitig für die ältere Fabrikanlage ausgeführt wurde, geben die Fig. 7 bis 22 der Tafel 51 Aufschluß. Im Grundriß (Fig. 22) bedeuten e und e_1 die Elevatorengruben, k und k_1 die Transportbandkanäle, h_1 und h_2 zwei zum Schornstein führende Kanalkammern; bei h ist das Kesselhaus gelegen. Die Fig. 9 und 20 geben zwei von oben nach unten folgende Schnitte, die Fig. 19, 21, 18 drei dazu rechtwinklige von links nach rechts folgende Schnitte wieder. Die Fig. 8 entspricht der Fig. 20, die Fig. 7 der Fig. 18; die Fig. 10 bis 17 zeigen die wichtigsten Einzelheiten der Konstruktion.

Digitized by Google

Zwei moderne Turbinen.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 52.*)

Nachdruck verboten.

Die Zeichnungen auf Tafel 52 zeigen zwei von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Golzern-Grimma in Golzern i. Sa. ausgeführte Turbinen. Die in Fig. 1 bis 7 dargestellte Partial-Turbine mit horizontaler Welle und innerer Beaufschlagung leistet 400 PS und dient in der Tone Papierfabrik in Tokio zum direkten Antrieb einer Großkraftschleiferei. Sie ist für eine Wassermenge von 700 Sekundenliter bei 56—58 m Gefälle gebaut und macht in der Minute 200 Umdrehungen. Die allgemeine Anordnung der Turbine ist aus Fig. 1 bis 3 ersichtlich. Die horizontale Welle läuft in zwei Ringschmierlagern, die auf Zementsockeln montiert sind. Das Laufrad g (vgl. Fig. 4 u. 6) hat 6 kräftige Arme, die den gußeisernen Laufkranz tragen. Dieser ist mit einer Grenzverschaufelung ausgeführt (vgl. Fig. 7) und besitzt 80 Schaufeln. Der Spaltdurchmesser beträgt 1350 mm. Das Ganze ist von einer auf der Wassergrube befestigten Blechhaube umschlossen.

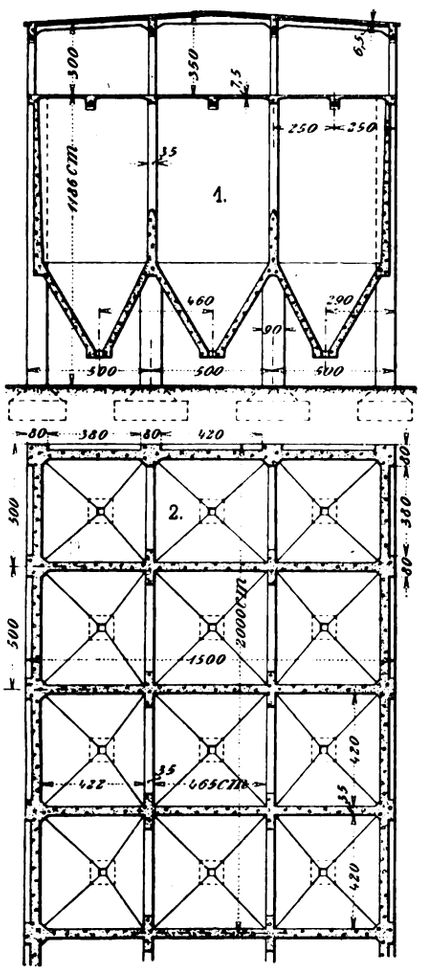


Fig. 345. Z. A.: Die Eisenbeton-Bauten der Portland-Zementfabrik Groschowitz.

Am Zuflußrohr ist ein Rohrkrümmer l aufgeschraubt, der sich verflachend an den Leitapparat h anschließt. Dieser besteht aus 18 Zellen (vgl. Fig. 4, 6 u. 7), die durch Einschieben eines Flachschiebers allmählich geschlossen werden können. Dadurch wird die Beaufschlagung der Turbine verkleinert, was eine einfache und doch genaue Regulierung der Turbine bewirkt. Die Verstellung des Schiebers geschieht von Hand mittels Winkelradgetriebes (vgl. Fig. 1). In die Zuflußleitung ist eine Drosselklappe m eingebaut, die durch ein mittels Handrad bewegtes Getriebe q, p, o, n (vgl. Fig. 5 u. 6) gedreht wird und die Möglichkeit bietet, die Turbine ganz von der Zuflußleitung abzuschließen.

Die Fig. 8 bis 13 veranschaulichen eine Hochdruck-Vollturbine, ebenfalls mit horizontaler Welle und innerer Beaufschlagung. Die Turbine, deren allgemeine Anordnung die Fig. 9 u. 10 zeigen, wurde an die Lena-Goldminen-Gesellschaft in Petersburg zum direkten Antrieb einer Dynamomaschine geliefert. Sie läuft mit 200 Touren in der Minute und leistet bei 30 m Gefälle und 800 Sek.-Lit. 250 PS. Leitrad und Laufkranz sind in Stahlguß ausgeführt. Der Laufkranz g mit Girard-Verschaufelung ist auf das Laufrad aufgeschraubt, das freihängend auf eine 120 mm starke Stahlwelle aufgekeilt ist. Die Welle ruht in einem Ringschmierlager, das von einem auf dem Fundament befestigten Bock getragen wird. Das Laufrad, dessen Spaltdurchmesser 1000 mm beträgt, läuft in einer auf der Fundamentplatte montierten Blechhaube mit seitlichem Zuflußrohr l. Eine Scheibe im Inneren der Haube genügt, um einen dichten Wasserabschluß zu bewirken. Die Regulierung der Turbine kann von Hand oder automatisch erfolgen.

Das Leitrad besteht aus vier Segmenten, deren jedes um die Eintrittsbreite gegen das folgende versetzt ist. Der Regulierschieber ist in gleicher Weise ausgebildet und mit einem Zahnkranzsegment versehen. Das Drehen des Schiebers bewirkt ein gleichzeitiges Abschließen von vier einzelnen Zellen, so daß bei einer Drehung um 90° sämtliche Leitradzellen geschlossen sind. Die Drehung des Schiebers erfolgt mittels Handrades, dessen Spindel in einem Bock t gelagert ist und ein Zahnrad t_1 trägt, das mit einem Stirnrad s_1 auf der Regulierwelle s kämmt. Die Regulierwelle ist durch das Gehäuse geführt und bewirkt mittels Winkelradübersetzung die Bewegung des Schiebers. Durch eine Drosselklappe m von 710 mm Durchmesser, deren Drehung durch ein Getriebe q, o erfolgt, kann die Turbine von der Zuflußleitung ganz abgeschlossen werden.

Die Dampfturbinen,

System Melms & Pfenninger.

Von **Karl Röder,** Diplomingenieur in **München.**

(*Mit Abbildungen, Fig. 346 u. 347.*)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Die Firma hat Maschinen in Einheiten bis zu 5000 PS in Ausführung, bei denen der äußere Aufbau, wie er in Fig. 325, Heft 19 erscheint, gewahrt ist. — An Hand dieser Figur sei noch auf einige Details hingewiesen.

Da die Ölpumpe von der Maschine angetrieben wird, müssen die Lager, bevor die Maschine anläuft, durch eine Handölpumpe geschmiert werden. — Diese ist als Flügelpumpe ausgebildet und sitzt in der Verlängerung der Regulatorwelle. Die Maschinenölpumpe selbst ist eine Kapselpumpe ohne Saug- und Druckventile, so daß sie nicht versagen kann; sie saugt das Öl aus einem Ölreservoir unterhalb der Maschine an und drückt es durch Kupferrohre, die von fließendem Wasser umgeben, also gekühlt sind. Von da aus wird das Öl auf die verschiedenen Schmierstellen verteilt; seine Temperatur wird am Kammlager gemessen und bleibt im allgemeinen unter 50° C.

Das Regulierventil an der Dampfeintrittsseite oberhalb der Maschine ist doppelsitzig und entlastet. Der Dampf wird ihm durch zwei Rohre zugeführt, die zu beiden Seiten des Zylinders verlaufen und von dem an seiner Unterseite angebrachten Hauptabsperrventil ausgehen. Dieses trägt eine automatische Schließvorrichtung, die mittels eines Gestänges durch den auf der Hauptwelle sitzenden Sicherheitsregulator ausgeklinkt wird. Für den

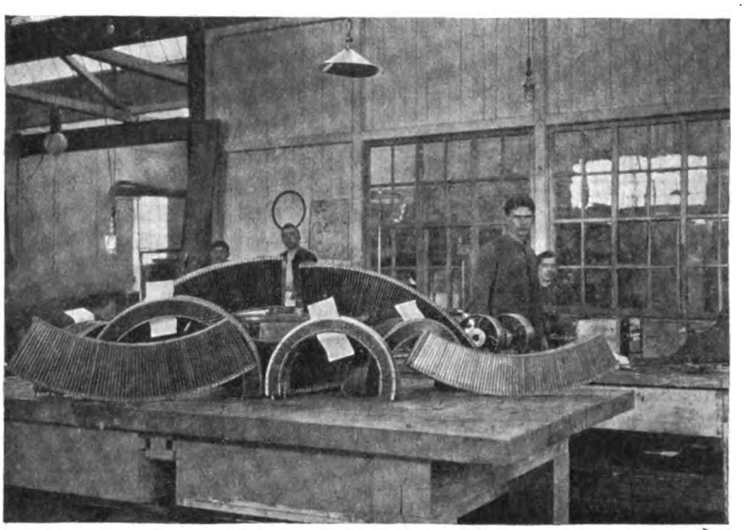


Fig. 346. Z. A.: Die Dampfturbinen, System Melms & Pfenninger.

Fall, daß sich die Ausschaltung der Kondensationsanlage aus irgendeinem Grunde vorübergehend als nötig erweisen sollte, wird ein in die Verbindungsleitung zwischen Maschine und Kondensator eingebauter Umschaltschieber geschlossen und ein automatisches Auspuffventil öffnet sich, so daß die Turbine in die Abdampfleitung auspufft. Um auch in diesem Falle die volle Last zu erreichen, ist ein sogenanntes Überlastungsventil vorgesehen, das den Frischdampf direkt in den Reaktionsteil der Schaufelung treten läßt. Mit Hilfe dieses Überlastungsventils läßt sich bei Betrieb mit Kondensation eine erhebliche Mehrleistung der Turbine gegenüber der normalen erreichen und längere Zeit hindurch aufrechterhalten.

Dieses Ventil kann für Hand- oder automatischen Betrieb eingerichtet werden; letzteres geschieht dadurch, daß mit der Ventilspindel ein federbelastetes Kölbchen fest verbunden wird, das dem Dampfdruck hinter dem Regulierventil, also vor dem ersten Leitrad ausgesetzt ist. Jeder Erhöhung des Dampfdruckes an dieser Stelle über eine gewisse Größe entspricht ein gewisser Hub des Überlastungsventils und diesem wiederum eine gewisse Größe der Überlast.

Der für die Steuerung nötige Dampf wird zur Abdichtung in den Labyrinthstopfbüchsen an den beiden Enden des Zylinders wieder benutzt. Der Zylinder selbst ist in erster Linie mit Rücksicht auf die Vermeidung von Guß-Spannungen und ungleichen Wärmedehnungen konstruiert.

Die aus besonderer Bronze gezogenen Schaufeln werden nicht einzeln in die Nuten des Zylinders oder der Welle eingesetzt, was bekanntlich sehr viel Zeit in Anspruch nimmt, sondern außerhalb zu Ringsegmenten mit Deckband und Grundring vereinigt, so daß das Beschaufeln der Welle und des Zylinders sehr rasch vor sich geht. — Bei Betrieb mit überhitztem Dampf sind die Schaufeln an den heißeren Stellen aus einem Spezialstahl hergestellt, so daß die Turbinen für die höchsten Eintrittstempe-

Digitized by Google

raturen des Dampfes gebaut werden können. — In Fig. 346 sind einzelne Schaufelsegmente, fertig zum Einsetzen in die Nuten des Zylinders oder der Welle, zu sehen.

Im Falle besonders ungünstiger Platzverhältnisse, z. B. für Bordmaschinen, führt die Firma Melms & Pfenninger eine Modifikation ihrer Turbine aus, die schematisch in Fig. 347 wiedergegeben ist. Die Aktionsturbine besteht hier aus einem Düsenkranz und mehreren Geschwindigkeitsstufen; die Trommel ist wegen des großen Durchmessers am Aktionsende zu einem Rade erweitert, das zur Aufrechterhaltung gleichen Druckes im Aktionsraum durchlocht ist. Die Entlastungsfläche kann innerhalb des Raumes der Hochdruckturbine, also zwischen den Labyrinthen und der Niederdruckturbine beliebig verschoben werden; bei jeder Lage ergibt sich aber stets die gleiche Wirkung nach Größe und Richtung, da eben der Druck in diesem Raume von gleicher Größe ist. Der Niederdruckteil der Turbine ist wiederum nach dem Reaktionsprinzip gebaut.

Die konstruktiven Einzelheiten sind bei dieser Ausführung den besonderen Verhältnissen angepaßt; so wird z. B. das Regulierventil vom Hilfsschieber aus nicht durch Dampf-, sondern durch Öldruck betätigt. Die Pumpe zur Förderung des Kühlwassers für die Ölkühlung wird direkt von der Regulatorwelle angetrieben. Zwei Maschinen dieser Art von 80 KW Leistung und 3000 Touren,

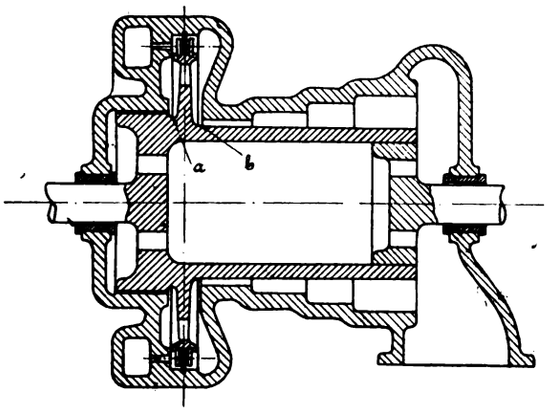


Fig. 347. Z. A.: Die Dampfturbinen, System Melms & Pfenninger.

die zur Beleuchtung von Schiffen dienen, sind ausgeführt und haben befriedigende Resultate ergeben.

Neben der Betriebssicherheit und mechanisch einwandfreien Durchbildung eines Dampfturbinensystems ist von großer Bedeutung sein Wirkungsgrad, mit dem die Umsetzung der Wärme des zugeführten Dampfes in mechanische Arbeit erfolgt. Professor Dr. Schröter von der Techn. Hochschule München legte den Dampfverbrauch der ersten Ausführung der Firma Melms & Pfenninger durch eine Reihe von Versuchen bei verschiedenen Belastungen fest. Wir geben nur die Resultate eines Dampfverbrauchversuches mit einer 200 KW-Turbine wieder, die in zwei Ausführungen für die Kaiserliche Torpedo-Inspektion gebaut wurde.

200 KW-Dampfturbine, Bauart Melms & Pfenninger, gekuppelt mit Gleichstrom-Turbogenerator v. Schwartzkopff.

Leistungen in KW	261,50	206,0	151,20	101,80	52,60	leer m. Erreg.
Absol. Druck vor Ventil kg/qcm .	11,50	10,90	11,14	11,22	11,30	11,16
Temperatur vor Ventil °C	248,20	230,00	227,70	209,30	194,40	—
Vakuum in % im Abdampfrohr . .	95,80	96,40	96,90	97,10	97,00	96,80
Kondensat pro Stunde kg	2373,90	1963,80	1571,80	1208,10	839,50	393,60
Kondensat kg pro KW und Stunde	9,08	9,53	10,38	11,86	15,96	—
Kondensat kg pro PS eff. u. Stunde	6,09	6,42	6,81	7,42	8,77	17,50

Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung, System van den Kerchove.

(Mit Abbildungen, Fig. 348 u. 349.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Die Regulierung der Feder und des Luftpuffers ist weder empfindlich, noch schwierig; die ein für allemal erfolgende Einstellung beider Organe genügt für alle Füllungen, Dampfdrücke und Tourenzahlen der Maschine.

Die Einwirkung des Regulators ist aus den Fig. 308, Heft 19 und Fig. 348 ersichtlich. Man erkennt, daß die Verlängerung der Mitnehmerklinke an einer Rolle des zweiarmigen, im Ventilbock gelagerten zweiten Hebels entlang gleitet, der mit dem Regulatorgestänge verbunden ist. Der tiefste Regulatorstand, der größten Füllung entsprechend, zieht die Rolle von der Mitnehmerklinke zurück, der höchste bringt sie in ihre vorderste Lage, so daß durch späteren oder früheren Anschlag der Mitnehmerklinke an die Rolle eine spätere oder frühere Auslösung stattfindet. So ist die Füllung von ihrem Höchstwerte bis Null veränderlich, und selbst bei Nullfüllung gelangt die Mitnehmerklinke noch in regelrechten Eingriff mit der Ventilhebelschneide, wobei sich das hierdurch bewirkte Anheben der Eingangsventile innerhalb der Überdeckung vollzieht.

Hängenbleiben der Kolbenventile und Durchgehen der Maschine sind ausgeschlossen; letzteres dadurch, daß bei Versagen des Regulators dessen Gestänge durch eine Vorrichtung mit der Auslöserolle derart verbunden wird, daß die Steuerung Nullfüllung ergibt, was beim Antrieb elektrischer Maschinen von besonderer Bedeutung ist.

An Maschinen mit mehrstufiger Expansion zeigt die Einlaßsteuerung der Mittel- und Niederdruck-Zylinder die aus Fig. 349 ersichtliche zwangläufige Anordnung, bei der durch zweckentsprechende Hebelkombination rasche Kanalöffnung und rascher Ventilschluß erreicht wird. Fig. 307, Heft 19 und Fig. 349 lassen erkennen, daß die Steuerung der Ausgangsventile bei allen Zylindern zwangläufig bewirkt wird; schnelles Öffnen und Schließen der Kanäle ist hierbei in gleichem Maße erreicht. Gekennzeichnet sind die zwangläufigen Kolbenventilsteuerungen durch das Fehlen aller Federn, die bei Ventilsteuerungen erforderlich, hier aber entbehrlich sind, da sowohl die Bewegung des Kolbenventils in der Laufbüchse, als auch die Beschleunigung der Kolbenventil-Masse während der Öffnungs- und Schlußperiode vom Exzenter aus durch das Steuergetriebe erfolgt. Die Steuerung ist daher eine voll zwangläufige. Das Öffnen und Schließen der Kolbenventile erfolgt stoßfrei; auch in der äußeren Steuerung tritt kein Stoß auf, so daß eine lange Dauer der Getriebeteile, der Gelenkbolzen und Lager gewährleistet ist. Die kurze Dauer der Öffnungs- und Schlußperioden der Dampfkanäle ist von günstigstem Einfluß auf den Dampfverbrauch und die Maschinenleistung. Aus der Art der Einwirkung des Regulators auf die Füllung folgt eine Gleichförmigkeit im Gange der Maschine, die allen Ansprüchen gerecht wird.

Wie durch die gewonnenen Betriebsergebnisse bestätigt wird, ist in der Maschine mit Kolbenventil-Steuerung ein Typ gewonnen, der durch seine Durchbildung Gewähr für volle Betriebssicherheit bei höchsten Betriebsdrücken und Dampftemperaturen bietet, Verminderung des Dampfverbrauchs bis auf das erreichbare Minimum herbeiführt, durch den Regulator sicher beherrscht wird und Erhöhung der Umlaufzahl der Maschine gestattet, wodurch alles in allem dauernde Wirtschaftlichkeit des Betriebes gesichert ist.

Diese wird durch die Resultate gekennzeichnet, die eine Reihe von Dampfverbrauchsversuchen ergeben haben. So wies eine 250 PS_e Tandem-Compound-Maschine bei günstigster Füllung einen Dampfverbrauch von 5,28 kg gesättigten Dampfes für die PS_e und Stunde auf, der bei Betrieb der Maschine mit überhitztem Dampf von 350 °C bis auf 4,02 kg herabsank.

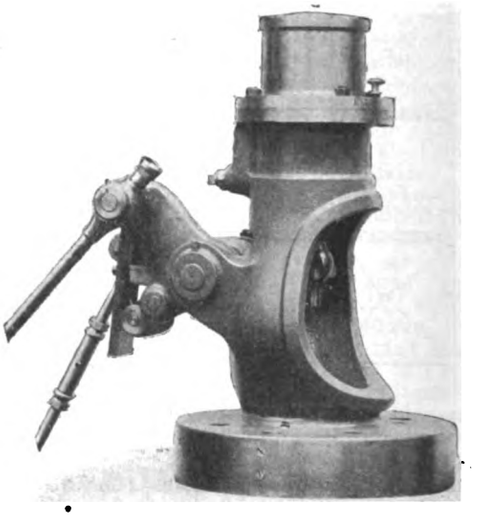


Fig. 348. Z. A.: Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung, System van den Kerchove.

Dampfkessel

mit Unterflur-Treppenrost-Vorfeuerung.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 53.)

Nachdruck verboten.

Das Kesselhaus für den Neubau Salbke der R. Wolffschen Maschinenfabrik in Magdeburg-Buckau zeigen die Fig. 7 u. 8 der Tafel 53 im Längsschnitt und Grundriß. Die von der genannten Firma selbst ausgeführte Dampfkesselanlage ist in den Figuren 1 bis 3 veranschaulicht. Sie umfaßt drei Heizröhrenkessel von je 103 qm Heizfläche, die mit Unterflur Treppenrost-Vorfeuerung für erdige Braunkohle versehen sind. Ein vierter Dampfkessel gleicher Größe wird demnächst aufgestellt. Die Kessel (vgl. den Längsschnitt in Fig. 5 und den Querschnitt in Fig. 6) zeigen die bekannte Bauart der Maschinenfabrik R. Wolf. Sie sind als freistehende, ausziehbare Röhrenkessel auf Tragfüßen mit

Digitized by Google

Wärmeschutzmantel und darüber liegender Blechbekleidung für einen Betriebsdruck von 10 At konstruiert. Entsprechend der Verwendung des Dampfes zu Heizzwecken ist von dem Einbau von Überhitzern abgesehen worden.

Die Anordnung der Treppenrost-Vorfeuerung unter Flur (Fig. 5 u. 9) gestaltet die Anlage, insbesondere die Bedienung der Feuerung außerordentlich einfach und übersichtlich. Das Brennmaterial wird in Kippwagen, die auf Gleisen laufen, unmittelbar vor den Fülltrichter der Feuerung gefahren. Aus dem Karren fällt das Brennmaterial, wenn die Verriegelung der einen Seitenwand gelöst wird, selbsttätig in den Trichter n, der sich auf die ganze Rostbreite erstreckt. Ein dreiteiliger einstellbarer Schieber regelt die Menge des durch sein Eigengewicht unter dem Böschungswinkel nachrutschenden Brennstoffes. Der Neigungswinkel des Treppenrostes ist innerhalb gewisser Grenzen, welche die Böschungswinkel der gebräuchlichsten Brennstoffe einschließen, in der aus Fig. 5 u. 9 ersichtlichen Weise vom Schürstand des Heizers aus einstellbar. Der Treppenrost besteht aus zwei seitlichen und drei mittleren Rostwangen, welche die Roststufen tragen. An den Treppenrost schließt sich ein kleiner, mehrteiliger, ausziehbarer sogen. Schlackenrost o an, auf dem sich in der Hauptsache Asche und Schlacke ansammeln. Unter ihm befindet sich ein Kasten, der nach unten durch Schieber abgeschlossen ist, die beim Abschlacken ein Durchfallen unverbrannter Kohle in beträchtlichen Mengen verhindern. Der Kasten hat vorn einstellbare Türchen p, die den Luftzutritt unter dem Schlackenrost regeln, beim Abschlacken aber geschlossen werden. Werden die Schieber unter dem Schlackenrost gezogen, so entleert sich der Inhalt des Kastens auf die darunter befindliche geneigte Ebene und kann von hier samt der unter dem Treppenrost angefallenen Asche durch eine am Boden befindliche und nur durch eine Klappe verschlossene Öffnung in Kippwagen q entleert werden, die in einem besonderen Aschenkanal auf Schienen laufen und durch eine Handwinde fortbewegt werden. Die Beförderung der Aschenwagen zu Tage geschieht durch einen elektrisch betriebenen Aufzug k in einem Aufzugsschacht g.

Der Raum unter dem Treppenrost wird nach dem Schürstand des Heizers zu durch eine zweiflügelige Tür abgeschlossen, in der beliebig einstellbare Klappen zur Regelung der Luftzufuhr unter den Rost angebracht sind. Durch diese Tür wird die Ausstrahlung des Rostes sehr vermindert. Der Schürgang steht mit dem Kesselhaus, in dem ein Speisewasserbassin h und ein Wasserreiniger i untergebracht sind, durch eine Treppe in Verbindung. Die Verbrennungsluft wird nicht dem Kesselhaus entnommen, sondern aus einem Lufteintrittsschacht mit übergebautem Wellblechhäuschen, das sich an der Vorderseite des Kesselhauses befindet und mit verstellbaren Schiebetüren versehen ist.

Die Überführung der Heizgase von der unter Flur gelegenen Feuerung nach der Feuerbüchse erfolgt durch einen Vorbau m auf Rädern (Fig. 9 bis 11), der leicht entfernt werden kann, wenn dies die innere Reinigung des Kessels und das Ausziehen des Rohrsystems erfordert. Die durch die innere Ausmauerung bedingte Führung der Heizgase zunächst nach unten, dann an glühenden Schamottewänden entlang begünstigt im hohen Maße eine vollkommen rauchfreie Verbrennung. Die Entgasung des frisch nachgefüllten Brennstoffes findet auf dem obersten Teile des Treppenrostes statt. Von hier gelangen die Verbrennungs- und Destillationsprodukte abwärts über die heißeste Verbrennungszone und kommen dort durch Mischung mit den heißesten, luftreicheren Verbrennungsgasen zur vollkommenen Verbrennung. Die Zufuhr von Sekundärluft ist in der Regel ganz entbehrlich. Es ist jedoch vorgesehen, Sekundärluft durch zwei verstellbare Schieber in den Hohlraum über dem Feuerungsgewölbe zuführen zu können, von wo die Luft unter ein zweites Gewölbe und an dem hocherhitzten Mauerwerk entlang durch Schlitze in den oberen Teil des Feuerraumes tritt.

Auf der Tabelle auf S. 174 sind die Ergebnisse dreier Versuche zusammengestellt, die interessanten Aufschluß über die Wirkungsweise der Feuerung und die Leistungsfähigkeit der Kessel geben.

Zunächst wurden im normalen Betriebe, der starken Schwankungen hinsichtlich der Dampfentnahme unterworfen ist, mehrere Verdampfungsversuche vorgenommen, die in ihren Ergebnissen gut übereinstimmten. Die wichtigsten Beobachtungsdaten und die Ergebnisse eines dieser Versuche sind unter Versuch I zusammengestellt. Da die Größe der augenblicklichen Dampfentnahme den Wasserstand beeinflußt, so wurde er zu Beginn und zu Ende des Versuches sowie bei den Zwischenabschlüssen bei geschlossenem Dampfentnahmeventil kontrolliert. Wie aus der Veränderung des Gehaltes der Abgase an Kohlensäure sowie an Kohlensäure + Sauerstoff hervorgeht, spielen sich die Verbrennungsvorgänge sehr regelmäßig ab. Es wurde ungefähr halbstündlich leicht geschürt, worauf ein stärkeres Nachsinken des Brennstoffes folgte. Vor dem Schüren ist die Entgasung des auf dem Roste befindlichen Brennstoffes und die Verdampfung seines Wassergehaltes am weitesten vorgeschritten. Die Summe von Kohlensäure und Sauerstoffgehalt hat daher vor dem Schüren ihren Höchstwert. Nach dem Schüren nimmt der Kohlensäuregehalt der Heizgase regelmäßig etwas ab, der Gehalt an Kohlensäure + Sauerstoff nimmt, der zunehmenden Entgasung und Verdampfung entsprechend, zu.

Der mittlere Kohlensäuregehalt von 17,2%, entsprechend einem Vielfachen der theoretischen Luftmenge von nur 1,08 ist ungewöhnlich günstig, wenn berücksichtigt wird, daß die Verbrennung vollkommen war. Bei vollkommener Verbrennung mit dem ermittelten Luftüberschuß von ca. 10% muß für die verfeuerte Kohle die Summe von Kohlensäure- und Sauerstoffgehalt ca. 18,5% betragen. Bei Versuch I ergibt sich das Mittel aus den Versuchsbeobachtungen noch etwas höher zu 18,75%.

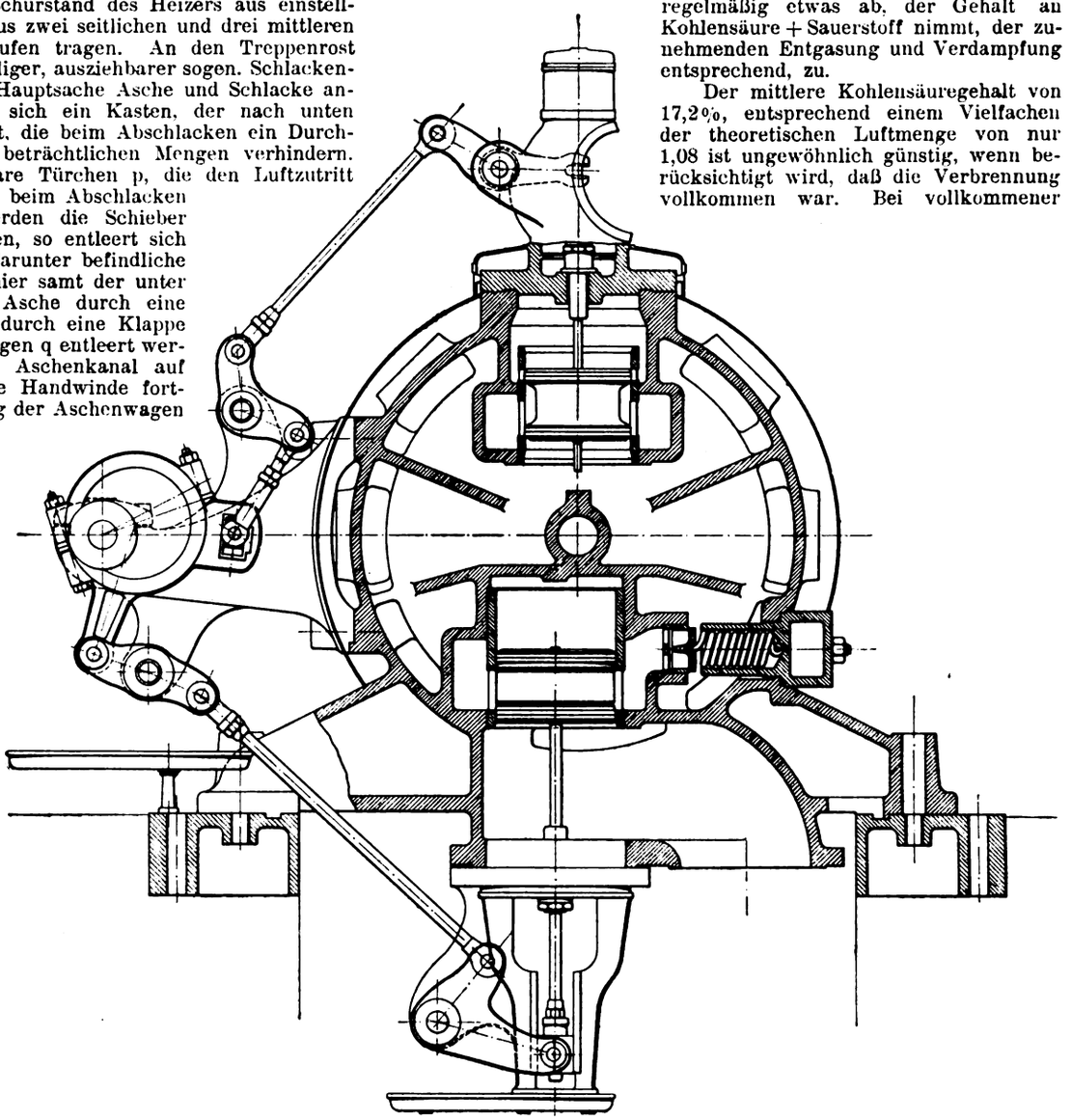


Fig. 349. Z. A.: Heißdampfmaschine mit Kolbenventilsteuerung, System van den Kerchove.

Versuch II und III fanden bei kleinerer Belastung statt. Der Dampf wurde bei diesen Versuchen durch eine besondere Rohrleitung ins Freie gelassen. Versuch II fand mit gleicher Kohle wie Versuch I, Versuch III hingegen mit einer gleichmäßig erdigen Kohle von höherem Wassergehalt und geringerem Heizwert statt. Bei Versuch III blieb der Kohlensäuregehalt sowie die Summe von Kohlensäure- und Sauerstoffgehalt etwas hinter den bei Versuch I und II ermittelten Werten zurück. Im Zusammenhang hiermit steht der größere Rostverlust bei Versuch III.

Die Brennstoffausnutzung betrug bei Versuch I und II mit mehr knorpeliger Kohle von 2721 WE im Mittel 69,3% gegen 67,3% bei Versuch III mit erdiger Kohle. Die Resultate sind bemerkenswert, da sie mit einem einfachen Treppenrost, ohne Sekundärluftzufuhr und bei fast automatischem Feuerungsbetrieb gewonnen worden sind. Vergleichsversuche mit einer Spezialfeue-

Digitized by Google

rungseinrichtung mit eingebautem Stauwehr ergaben weniger gute Resultate.

Außer den geringwertigen Braunkohlen können Sägespäne von weichen Hölzern, auch gemischt mit kurzen Hobelspänen und kleinen Holzabfällen, Reishülsen, Kaffeeschalen und ähnliche Stoffe auf dem Treppenrost mit gutem Heizaffekt verbrannt werden.

Versuch		I	II	III
Datum		16. 12. 07	8. 1. 08	4. 1. 08
Heizfläche	qm	103	103	103
Rostfläche	qm	4	4	4
Versuchsdauer	Stund.	3,78	2,283	5,582
		Sächs. Braunkohlen-Grube „Sophie“		Grube „Richard“
Brennmaterial.				
Kohlenstoff (C)	v. H.	32,4	32,4	28,58
Wasserstoff (H)	v. H.	2,73	2,73	1,95
Schwefel (S)	v. H.	1,52	1,52	1,51
Sauerstoff (O) + Stickstoff (N)	v. H.	8,6	8,6	9,84
Wasser	v. H.	47,62	47,62	51,72
Asche	v. H.	7,13	7,13	6,4
Heizwert	WE	**2721**	**2721**	**2491**
Verheizt im ganzen	kg	2521	1200	3350
Verheizt auf 1 qm Rostfl. in 1 Stde.	kg	166,73	132	150
Herdrückstände	v. H.	ca. 8	—	—
Speisewasser.				
Verdampft im ganzen	kg	7600	3547	8909
Verdampft auf 1 qm Heizfl. in 1 Stde.	kg	**20**	**15,3**	**15,53**
Temperatur des Speisewassers	°C	31	29	29
Dampfüberdruck	At	9	8,5	8
Temperatur des Dampfes	°C	179	176,7	174,3
Erzeugungswärme für 1 kg Dampf	WE	630	631,4	630,7
Verdampfung pro kg Kohle	kg	3,01	**2,96**	**2,66**
Heizgase (am Kesselende).				
Gehalt an CO_2	v. H.	17,2	17	16,1
Gehalt an $CO_2 + O$	v. H.	18,75	18,7	18,26
Vielfaches der theor. Luftmenge		1,08	1,1	1,12
Temperatur	°C	340	306	298
Spezifische Wärme		0,277	0,273	0,273
Zugstärke in d. Rauchkammer	mm WS	14	8,5	9

Wärmebilanz.	WE	v. H.	WE	v. H.	WE	v. H.
Nutzbar gemacht zur Dampfbildung	1895	**69,7**	1870	**68,8**	1675	**67,3**
Schornsteinverlust	550	20,2	510	18,7	420	16,8
Restverlust für Leitung, Strahlung, Unverbranntes in den Abgasen und in den Herdrückständen	276	10,1	341	12,5	396	15,9
Heizwert Summa:	2721	100	2791	100	2491	100

Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in **Elbing.**

(Mit Abbildungen, Fig. 350—353.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Um aus der Berechnung einen Überblick zu haben, sei für die ermittelte Maschine folgende Bezeichnung zugrunde gelegt:

Liegende Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation, 350 mm Zylinderdurchmesser, 700 mm Hub, 90 Touren p. M. leistet bei 8 At Kesselspannung

bei 10 % Füllung = 64,5 PS_i = 51,5 PS_e,
bei 12,5 % „ = 78,0 „ = 64,0 „ .

Dampfverbrauch der Maschine.

Bezeichnet $\sigma = 3{,}948$ kg das Gewicht eines cbm Dampf von der Spannung $p = 7{,}6$ At und $\sigma_1 = 0{,}137$ kg das Gewicht von der Austrittsspannung $p_1 = 0{,}21$ At abs., so hat man bei 4 % Vorausströmung das Verhältnis zum Kolbenweg $\frac{s_2}{s} = 0{,}96$. Demnach beträgt für $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ Füllung der nutzbare stündliche Dampfverbrauch pro PS_i und Stunde:

$$C_i' = \frac{27\left(\frac{s_1}{s} + m\right)\cdot\sigma - 1{,}1\cdot\left(1 - \frac{s_2}{s} + m\right)\cdot\sigma_1}{p_i}$$

$$= \frac{27\cdot(0{,}10 + 0{,}035)\cdot 3{,}948 - 1{,}1\cdot(1 - 0{,}96 + 0{,}035)\cdot 0{,}137}{2{,}56} = 5{,}60\text{ kg}.$$

Der Teil des stündlichen Dampfverlustes C_i'', der hauptsächlich infolge Abkühlung eintritt, hat nach „Hrabak“ für Einzylinder-Kondensations-Maschinen bei $p = 8$ und $\frac{s_1}{s} = 0{,}10$ den Wert $\sqrt{1\cdot c}\cdot C_i'' = 4{,}46$, so daß also

$$C_i'' = \frac{4{,}46}{\sqrt{1\cdot c}} = \frac{4{,}46}{\sqrt{0{,}7\cdot 2{,}1}} = 3{,}68\text{ kg ist.}$$

Der Dampfverlust, der auf Undichtheiten des Kolbens und sonstiger Abschlußorgane zurückzuführen und mit dem Wort Dampfflüssigkeitsverlust zu bezeichnen ist, wird:

$$C_i''' = \frac{4{,}4}{\sqrt{N_i\cdot c}} + \frac{1}{4\cdot c} + 0{,}15 = \frac{4{,}4}{\sqrt{66{,}86\cdot 2{,}1}} + \frac{1}{4\cdot 2{,}1} + 0{,}15 = \backsim 0{,}65\text{ kg}.$$

Der gesamte stündliche Dampfverbrauch pro PS_i und Stunde wird

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' = 5{,}60 + 3{,}68 + 0{,}65 = 9{,}93\text{ kg}.$$

Für das aus dem Kessel mitgerissene Wasser und für sonstige Kondensverluste ist noch ein Zuschlag von 5 % zu machen, daher

$$C_i = 1{,}05\cdot 9{,}93 = 10{,}42 \backsim 10{,}5\text{ kg}.$$

Dampfzylinder (Fig. 350).

Zur Berechnung aller Maschinenteile soll nicht die ermittelte Eintrittsspannung, auch nicht die Dampfspannung im Kessel, sondern aus beiden Drücken der Mittelwert $p_o = 7\frac{1}{2}$ At Überdruck genommen werden.

Die Wandstärken lediglich auf Festigkeit berechnet, würden für Dampfzylinder aus praktischen Rücksichten zu kleine Dimensionen ergeben. So hätte man für die Zylinderbohrung $D = 35$ cm, bei einem inneren Überdruck $p_o = 7{,}5$ At und bei $k_z = 100$ kg/qcm Zugbeanspruchung den äußeren Radius

$$r = \frac{D}{2}\cdot\sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\cdot p_o}{k_z - 1{,}3\cdot p_o}} = \frac{35}{2}\cdot\sqrt{\frac{100 + 0{,}4\cdot 7{,}5}{100 - 1{,}3\cdot 7{,}5}} = 18{,}72\text{ cm},$$

also nur eine Wandstärke von $\delta = r - \frac{D}{2} = 18{,}72 - \frac{35}{2} = 1{,}22$ cm nötig.

Nach einer empirischen Formel macht man die Eisenstärke für den inneren Zylinder bei $D = 35$ cm Lichtweite

$$\delta = \frac{D}{100} + 2 = \frac{35}{100} + 2 = 2{,}35\text{ cm} \backsim 25\text{ mm}$$

und für den Mantel $\delta_1 = 0{,}8\cdot\delta = 0{,}8\cdot 25 = 20$ mm, die Stärke des Zylinderflansches $s = 1{,}4\cdot\delta = 1{,}4\cdot 25 = 35$ mm.

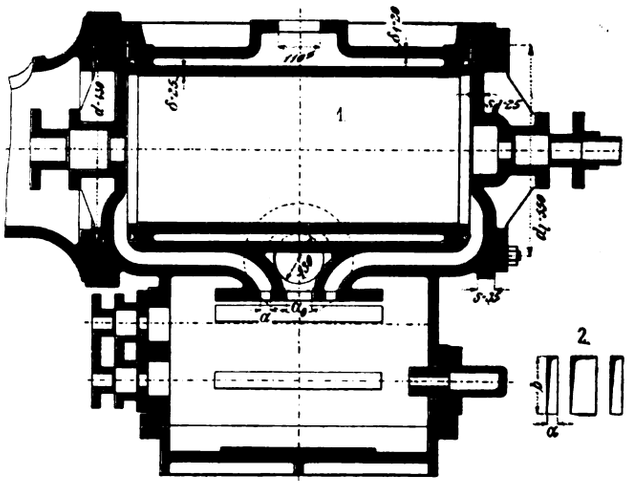


Fig. 350. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Zylinderdeckel mit Schrauben.

Die Konstruktion des Zylinders mit eingesetztem Dampfmantel erfordert einen inneren Deckeldurchmesser $d = 43$ cm, und den Lochkreisdurchmesser für die Deckelschrauben $d_1 = 55$ cm.

Der auf den Zylinderdeckel wirkende Druck ist:

$$P = \frac{d^2\cdot\pi}{4}\cdot p_o = \frac{43^2\cdot 3{,}14}{4}\cdot 7{,}5 = 10\,892\text{ kg}.$$

Nimmt man die Zahl der erforderlichen Deckelschrauben

$$i = \frac{d}{8} + 4 = \frac{43}{8} + 4 = 9{,}4 \backsim 10\text{ Stück},$$

so entfällt auf jede Schraube die Belastung

$$p = \frac{P}{i} = \frac{10\,892}{10} = 1089{,}2\text{ kg},$$

und mit $k_z = 350$ kg/qcm Zugbeanspruchung ergibt sich der Kerndurchmesser der Schraube

$$\delta = \sqrt{\frac{4\cdot p}{\pi\cdot k}}\cdot\sqrt{\frac{4\cdot 1089{,}2}{3{,}14\cdot 350}} = 1{,}99\text{ cm}.$$

Zu nehmen sind also 10 Schrauben 1″ engl. Gewd.

Digitized by Google

Bei einem Lochkreisdurchmesser $d_1 = 55$ cm und einer Beanspruchung von $k = 350$ kg/qcm würde die Deckelstärke s_d, wenn keine Verrippung vorgesehen ist,

$$s_d = 0{,}4 \cdot d_1 \cdot \sqrt{\frac{p_a}{k}} = 0.4 \cdot 55 \cdot \sqrt{\frac{7{,}5}{350}} = 3{,}2 \text{ cm},$$

und bei Anordnung von 5 Rippen wird die Stärke mit $s_d = 25$ mm vollkommen genügen.

Rohr- und Kanalquerschnitte.

Bezeichnet: v = die mittlere Dampfgeschwindigkeit in m per Sek., $c = 2.1$ m die mittlere Kolbengeschwindigkeit, $F = 962$ qcm den Zylinderquerschnitt für $D = 35$ cm Durchm. und $c_{max} = 1{,}57 \cdot c = 1{,}57 \cdot 2.1 = 3{,}29$ m die maximale Kolbengeschwindigkeit, so soll für die verschiedenen Querschnitte eine maximale Dampfgeschwindigkeit v_{max} nicht überschritten werden, damit keine Drosselung des gespannten Dampfes eintritt.

Zu wählen ist:

$v_{max} = 35$ m für den Dampfeingangstutzen in den Zylinder,
$v_{max} = 25$ m für den Dampfaustrittstutzen,
$v_{max} = 50$ m für den Schiebereinlaßkanal,
$v_{max} = 30$ m für den Schieberauslaßkanal.

Demgemäß wird der Querschnitt für den Dampfeintritt in den Zylinder

$$f = \frac{F \cdot c_{max}}{v_{max}} = \frac{962 \cdot 3{,}29}{35} = 90 \text{ qcm},$$

entsprechend einem Rohrdurchmesser $d = 10{,}7$ cm ~ 110 mm; die mittlere Dampfgeschwindigkeit wäre dann:

$$v = \frac{F \cdot c}{d^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{962 \cdot 2{,}1}{95} = 21{,}2 \text{ m}.$$

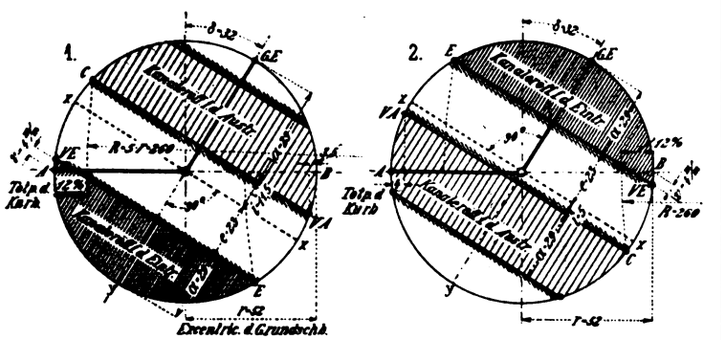


Fig. 351. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Für den Dampfaustrittstutzen wird:

$$f = \frac{F \cdot c_{max}}{v_{max}} = \frac{962 \cdot 3{,}29}{25} = 126{,}6 \text{ qcm}$$

und $d = 12{,}7$ cm ~ 130 mm Durchm.

$$v = \frac{F \cdot c}{d^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{962 \cdot 2{,}1}{13^2 \cdot \frac{3{,}14}{4}} = 15{,}2 \text{ m}.$$

Dampfeinlaßkanal am Schieberspiegel (Fig. 350, Skz. 2).

Die Kanalbreite b macht man durchschnittlich

$$b = 0{,}65 \cdot D = 0{,}65 \cdot 35 = 22{,}75 \text{ cm} \sim 225 \text{ mm}.$$

Sein Querschnitt wird:

$$f = \frac{F \cdot c_{max}}{v_{max}} = \frac{962 \cdot 3{,}29}{50} = 63{,}3 \text{ qcm},$$

daher die Kanalweite

$$a = \frac{f}{b} = \frac{63{,}3}{22{,}5} = 2{,}81 \text{ cm}.$$

Zur Ausführung $a = 2.9$ cm genommen, ergibt die mittlere Dampfgeschwindigkeit

$$v = \frac{F \cdot c}{a \cdot b} = \frac{962 \cdot 2.1}{2{,}9 \cdot 22{,}5} = 30{,}9 \text{ m per Sekunde}.$$

Für den Auslaßkanal den Querschnitt zu bestimmen, erübrigt sich deshalb, weil seine Breite a_0 bei der Schieberkonstruktion zu ermitteln ist und sich in jedem Falle so weit gestaltet, daß eine günstige Dampfgeschwindigkeit erlangt wird.

Schieberdiagramme (Fig. 351).

Zur Aufzeichnung der beiden Schieberdiagramme wurden gewählt: der Voreilwinkel des Grundschieber-Exzenters $\delta = 32°$, seine Exzentrizität $r = 52$ mm und für beide Zylinderseiten eine gleiche Kompression von 12% des Kolbenweges.

Nachdem man nun Fig. 351, Skz. 1 u. 2 über je ein Achsenkreuz, den Exzenterkreis mit $r = 52$ mm gezogen und den Voreilwinkel $\delta = 32°$ aufgetragen hat, errichtet man auf der Exzenterlinie die Senkrechte x — x durch den Mittelpunkt. Die bereits ermittelte Kanalweite $a = 29$ mm wird in Skz. 1 vom Punkte y und in Skz. 2 vom Punkte G E ab aufgetragen und die Parallele zu x x gezogen. Die Differenz r — a ist dann die äußere Schieberüberdeckung $e = 52 - 29 = 23$ mm. Der gefundene Punkt V E gibt die Voreinströmung und E die Expansionsperiode für den Grundschieber an. Wird noch in Fig. 351, Skz. 1 von A und in Fig. 351, Skz. 2 von B aus eine Senkrechte auf der Linie der äußeren Überdeckung errichtet, so gibt $v = 4$ mm das äußere lineare Voreilen an, d. h. in der Totlage der Kurbel hat der Grundschieber den Einlaßkanal um diese Größe bereits eröffnet. Um die inneren Überdeckungen i für den Grundschieber zu finden, wird in Fig. 351, Skz. 1 von A, in Fig. 351, Skz. 2 von B aus für die angenommene Kompression des Vorderdampfes eine Weglänge 12% der Strecke A — B abgetragen, und weil die Pleuelstange die fünffache Kurbellänge bekommt, mit dem Radius $R = 5 \cdot r = 5 \cdot 52 = 260$ mm ein Bogen beschrieben, der den Exzenterkreis im Punkte „C" schneidet. Die Parallele zu x — x durch Punkt „C" ergibt mit dem Maßstab gemessen die innere Schieberüberdeckung $i = 11{,}5$ mm für die vordere und $i = 5$ mm für die hintere Zylinderweite.

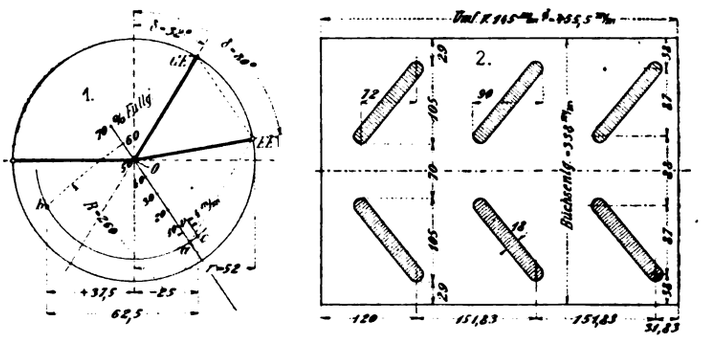


Fig. 352. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Es stellt dann „C" den Beginn der Kompression dar, d. h. die gänzliche Absperrung des Auslaßkanales, und V A die Vorausströmung zu 3½ und 4% für die beiden Zylinderseiten.

Hat man noch die Weite des Auslaßkanales a_0 bestimmt

$$a_0 = r + a + i - c = 52 + 29 + 11{,}5 - 28 = 64.5 \sim 70 \text{ mm},$$

worin „c" die Stegbreite bezeichnet, die Ein- und Auslaßkanal voneinander trennt, und nimmt man die Kanalbreite im Grundschieber ebenfalls mit 29 mm an, so sind die Hauptdaten zur Konstruktion des Grundschiebers gegeben.

Für den Expansionsschieber soll ein Durchmesser von 145 mm angenommen werden, dessen Exzenter die gleiche Exzentrizität wie der Grundschieber hat, $r_1 = 52$ mm, und unter dem Voreilwinkel $\delta_1 = 80°$ aufzukeilen ist. Man hat nun aus beiden Exzentern das Relativexzenter zu konstruieren, um festzustellen, welche Verdrehung der Expansionsschieber erfahren muß, damit er bei tiefster Regulatorstellung eine gewählte Maximalfüllung zugibt und bei höchster Regulatorstellung gänzliche Absperrung des Kolbenraumes bewirkt.

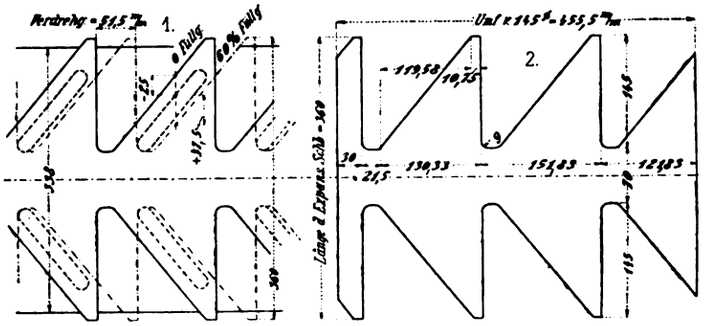


Fig. 353. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Zu diesem Zwecke wird über ein Achsenkreuz (Fig. 352, Skz. 1) der Exzenterkreis mit $r = 52$ mm Radius gezogen, die beiden Voreilwinkel $\delta = 32°$ und $\delta_1 = 80°$ aufgetragen und durch Verbindung der Punkte G E und E E das Parallelogramm konstruiert. Durch den gefundenen Punkt „a" wird vom Mittelpunkte 0 der Kreisbogen gezogen und das Stück 0 a in 5 gleiche Teile geteilt; wenn dann angenommen wird, daß der Expansionsschieber die größte Füllung $\frac{s_1}{s} = 0{,}60$ zuläßt, so trägt man einen der erhaltenen Teilpunkte über 0 hinaus auf. Wegen endlicher Pleuelstange hat man mit dem Radius $5\,r = 260$ mm auf der verlängerten Geraden 0 a einzusetzen und durch 60% Füllung den Bogen zu beschreiben, bis er den Relativexzenterkreis in b schneidet. Schließlich trägt man noch das äußere lineare Voreilen $v = 4$ mm vom Punkt a auf dem

Digitized by Google

Kreisbogen nach rechts ab, und dann ist die horizontale Entfernung b — c die Verstellung der arbeitenden Kanten von Expansionsschieber und Schieberbüchse = 62,5 mm.

Nachdem man sich für die Schieberbüchse im abgewickelten Zustande, unter einem passenden Winkel drei Schlitze aufgezeichnet hat, deren Querschnitt zusammen der Kanalweite a mindestens gleich sein muß (siehe Fig. 352, Skz. 2), so trägt man die bei der Ausmittelung des Relativexzenters gefundenen Werte + 37½ mm und — 25 mm auf einer Vertikalen der Schieberkanalkante ab (siehe Fig. 353, Skz. 1), woraus sich die Verdrehung von 51,5 mm am Umfang des Expansionsschiebers gemessen, ergibt. Gleichzeitig ist dann auch die Zackenform für den Expansionsschieber gegeben (Fig. 353, Skz. 2). Es entspricht der Bogenlänge von 51,5 mm bei dem Radius $\frac{145}{2}$ ein Ausschlagwinkel = 41°.

(Schluß folgt.)

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Metallstopfbüchspackung

für hoch überhitzten Dampf.

(Mit Abbildung, Fig. 354.)

Nachdruck verboten.

Eine für Heißdampfbetrieb besonders geeignete Stopfbüchse mit beweglicher Metallpackung in der Ausführung der Firma A. Borsig in Tegel b. Berlin zeigt die Fig. 354, und zwar ist Skz. 4 ein Schnitt durch die Niederdruck-, Skz. 1 ein Schnitt durch die Hochdruck-Stopfbüchse. Zum Abdichten werden geteilte Ringe c aus besonders geeigneter Weißmetall-Legierung verwendet, die von einer Anzahl gleichmäßig über den ganzen Umfang verteilter Spiralfedern mit leichtem Druck gegen die Kolbenstange gepreßt werden. Diese Stopfbüchse hat also den nachstellbaren gegenüber den Vorzug, daß sie gar keiner Wartung bedarf. Auch ist ein schneller und ungleichmäßiger Verschleiß der Kolbenstange durch unsachgemäße Behandlung, wie z. B. einseitiges oder zu

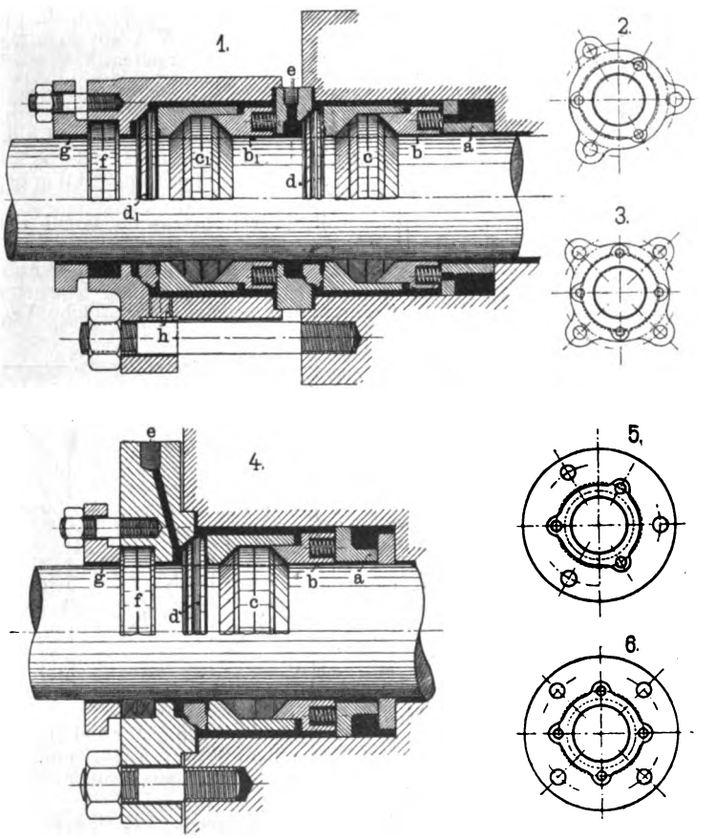


Fig. 354. Z. A.: Metallstopfbüchspackung für hoch überhitzten Dampf.

starkes Anziehen, ausgeschlossen. Ein Ring e mit einer Bohrung für die Zufuhr des Schmiermaterials hält die Dichtungsringe und einen Ring b, in dem die Spiralfedern geführt sind, die sich andererseits gegen eine Grundbüchse a stützen. Dem Ringe e ist ein linsenförmiger Dichtungskörper d vorgelagert, der mit geschliffenen Kugelflächen anliegt und sich beliebig einstellen kann, so daß sich die Packung seitlichen Bewegungen und Durchbiegungen der Kolbenstange automatisch anpaßt. Weil infolgedessen ein geringer Druck zwischen Packung und Kolbenstange zum Abdichten ausreicht, wird die Kolbenstange geschont, und die Abnutzung der Weißmetallringe ist minimal. Außerdem bedeutet die geringe Stopfbüchsenreibung eine erhebliche Kraftersparnis im Vergleich zu den früher üblichen Weichpackungen, bei denen ein oft beträchtlicher Teil der Kraft für eine genügende Abdichtung totgebremst werden mußte.

Die im Hochdruckzylinder angewendete doppelte Abdichtung genügt auch bei höchster Dampfspannung und Überhitzung vollständig, so daß die am Kopf eingebaute Weichpackung f im regelrechten Betrieb entbehrlich wäre. Sie hat hauptsächlich den Zweck, während des Einlaufens der Weißmetallringe gegen etwa durchtretenden Dampf abzudichten, und bewirkt zugleich eine bei groben Ungenauigkeiten der Kolbenstange erwünschte zusätzliche Abdichtung. Skz. 2 und 3 zeigen die für die Hochdruckstopfbüchse, Skz. 5 und 6 die bei der Niederdruckstopfbüchse übliche Ausbildung der Flansche für 3 und 4 Schrauben.

Dampfwasserableiter mit Abschaltevorrichtung.

(Mit Abbildung, Fig. 355.)

Nachdruck verboten.

Die mit einem Dampfwasserableiter verbundene Abschaltevorrichtung in der Ausführung der Firma Nachtigall & Jacoby in Leipzig-E. ersetzt vollständig eine durch besondere Rohrleitung hergestellte Umführung. Nach Öffnen des Ventiles 1

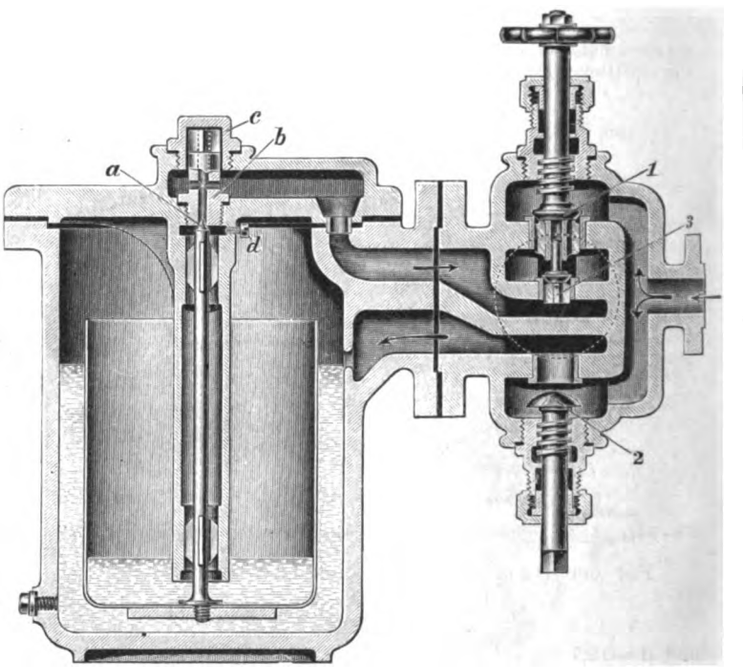


Fig. 355. Z. A.: Dampfwasserableiter mit Abschaltevorrichtung.

(Fig. 355) kann man, auch wenn der Ableiter im Betriebe ist, große Wassermengen aus der Leitung entfernen, diese kräftig durchblasen und dadurch von Schlamm usw. reinigen.

Während des regelmäßigen Betriebes bleibt das Handrad mit Kegel niedergeschraubt, das Ventil 1 also geschlossen. Das Wasser strömt in der Pfeilrichtung in die Abschaltevorrichtung und durch den unteren Kanal in den Kondenstopf. Dort bringt es den Schwimmer zum Sinken, so daß der Kegel a den Weg für das Wasser freigibt, das durch den oberen Kanal und das Rückschlagventil 3 in die Abwasserleitung gedrückt wird. Wenn der Topf während des Betriebes geöffnet oder repariert werden soll, wird Ventil 2 geschlossen und das Ventil 1 soweit geöffnet, daß das sich niederschlagende Wasser abfließen kann. Dann wird der Topf durch die Ablaßschraube entleert und kann nun geöffnet oder aus der Leitung entfernt werden. Handelt es sich nur um ein Nachsehen der arbeitenden Teile, so genügt es, die Kappe c abzuschrauben, da dann schon der Ventilsitz b herausgenommen werden kann.

Ein Kurbelzapfenlager für Zweitaktgasmaschinen ist Fritz Dürr in Frankfurt a. M. unter Nr. 200173 patentiert worden. Es besteht aus drei Teilen, und Arbeitskolben und Kompressionskolben sind durch eine Kurbelschleife verbunden. Die mit Führungsleisten versehene eine Lagerschale kann mit der leistenlosen Schale seitlich durch die Öffnung der Kurbelschleife gleichzeitig mit der Kurbelwelle geführt werden. Nach Anpressen der beiden Lagerschalen an den oberen Teil der Kurbelschleife entsteht dann ein freier Zwischenraum, den ein mit Führungsleisten versehenes und an der leistenlosen Lagerschale befestigtes Faßstück ausfüllt. Auf diese Weise wird eine Teilung der Kurbelschleife zum Einsetzen der Lagerschalen vermieden.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 22. Begründet von W. H. Uhland. 22. Oktober 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Wanderrost

mit Rostkörpern auf Querträgern.

(Mit Abbildungen, Fig. 356 u. 357.)

Nachdruck verboten.

In den modernen Dampfkesselanlagen geht das Bestreben dahin, die Beschickung der Feuerungsanlagen möglichst mechanisch zu gestalten. Der Wanderrost, eine der ältesten mechanischen Feuerungen, besaß, abgesehen von seinen hohen Anlage- und Unterhaltungskosten der einzelnen Glieder, Bolzen usw., den Nachteil, daß er sich nur für bestimmte Kohlensorten eignete. Es existiert eine große Anzahl der verschiedensten Kesselrostsysteme, die neben diesen Nachteilen fast durchweg den Mangel ungenügender Luftzufuhr und daher unvollkommene Verbrennung der Kohle aufweisen.

Der Firma Petry-Dereux G. m. b. H., Dampfkesselfabrik in Düren (Rheinland) ist es nun gelungen, mit Hilfe langjähriger Erfahrungen einen Wanderrost zu konstruieren, der diese Übelstände vermeidet. Wie die perspektivische Abbildung Fig. 356 zeigt, ist es ein Kettenrost mit Rostkörpern, die auf Querträgern liegen. Er besteht aus einem fahrbaren Rostwagen (Fig. 357). Auf ihm ist die Rostfläche in einzelnen voneinander unabhängigen Rostkörpern (Fig. 357 Skz. 4) montiert, die durch Gelenkketten m geführt und fortbewegt werden. Die auf den Wellen e und f (Skz. 1) sitzenden Kettenräder werden durch das auf der Welle e befestigte Schneckenrad durch die Schnecke angetrieben.

Die Bänder d_2 (Skz. 4/5), an denen die Stabhalter befestigt sind, werden an die Bolzen der Kette m angelenkt. Auf diesen Stabhaltern d lagern die Roststäbe c, die infolge des Nasenansatzes auf der unteren Roststabfläche von der Seite auf die Stahlbehälter geschoben werden. Skz. 1 und 4 zeigen, daß die zwischen zwei Roststabbündeln befindlichen Bolzen keine Bänder besitzen. Die Asche wird durch die innerhalb des Rostbandes geneigt liegenden Bleche n und o (Skz. 1 u. 6) aufgefangen. Das Blech o ist mit Ausschnitten o_2 versehen, damit die Ketten m durch den unteren Teil des Bleches geführt werden können. Um zu verhindern, daß die Asche durch die Ausschnitte o_2 auf die Kette fällt, sind diese bei o_1 überdacht (Skz. 3 u. 6). Natürlich sind die Überdachungen wegen des Aschenabfalles schräg gestaltet (Skz. 3). Zur Beschleunigung des Aschenabrutsches ist bei q (Skz. 1) ein Doppelhebel schwingbar gelagert, dessen einer Arm gegen die Rückseite des Bleches n wirkt, wodurch der Aschenfänger geschüttelt wird.

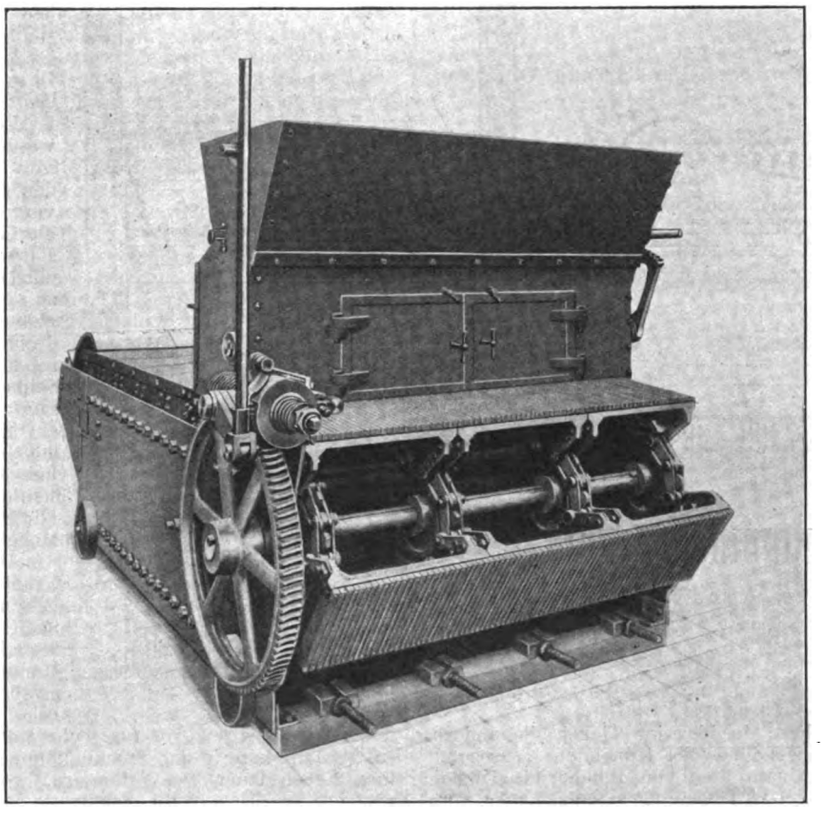


Fig. 356. Z. A.: Wanderrost mit Rostkörpern auf Querträgern.

Der Kettenrost wird durch die Stangen r geführt, die auch mit Rollen zur Verminderung der Reibung versehen werden können. Das Feuerungsmaterial wird von einem Fülltrichter aufgenommen, der so eingerichtet ist, daß eine stets gleichmäßige Verteilung des Brennmaterials über die ganze Breite des Rostes stattfindet. Hinter dem Fülltrichter liegt unabhängig von ihm ein Schieber, der sich nach beiden Seiten ausdehnen kann und einen Hohlraum besitzt, der auf der einen Seite mit der atmosphärischen Luft in Verbindung steht, während auf der anderen ein Rohr in den vom Schornsteinzug beanspruchten Raum unter dem Kettenroste mündet. Infolgedessen saugt der Schornsteinzug stets kalte Luft durch den Schieber, so daß seinem Verbrennen vorgebeugt wird. Durch den Abschluß, den unser Schieber bildet, wird unerwünschter Luftzutritt zu dem auf dem Rost liegenden Brennmaterial vermieden. Die Brennstoffschichthöhe auf dem Rost wird je nach der Stellung des Schiebers b_1 geregelt.

Der Rost wird selbsttätig am hinteren Ende durch die mittels einer drehbaren Rolle gelagerte Feuerbrücke g entschlackt. Die aus mehreren Teilen bestehende verschließbare Feuerbrücke, die mit dem Rostwagen zusammengebaut ist, wird vom Heizerstande aus durch die Stange h_1 bedient und schützt gleichzeitig gegen das Eintreten schädlicher Luft.

Der Petry-Dereux Wanderrost eignet sich zum Verfeuern jeder Kohlensorte, wie Kleinkohle, Nußkohle, Förderkohle, Braunkohle, Braunkohlenbriketts, wobei es vollkommen gleichgültig ist, ob die Kohle gering- oder hochgradig ist und ob sie viel oder wenig Schlacke bildet. Ein weiterer Vorzug des Wanderrostes ist die Verwendung jeder beliebigen Roststabform (Plan-, Polygon-, Zahn-, Kreuz-, Düsen- usw. Roststäbe). Die Ausnützung des Brennmaterials ist bei technisch rauchfreier Verbrennung gleichgut: allmähliches Zünden, Entgasen und Verbrennen der Kohle bis zur vollständigen Verbrennung. Die eigenartige Konstruktion des Kettenrostes gestattet ausreichende gleichmäßige und ungehinderte Luftzufuhr am vorderen Teil dicht unterhalb des Rostes in ganzer Breite.

Zu den Vorzügen dieser Konstruktion ist auch die Regulierbarkeit der Kohlenschichthöhe über die ganze Breite der Rostfläche und die der Geschwindigkeit der Rostbewegung zu zählen. — Ein in die Augen springender Vorzug des Wanderrostes ergibt sich aus den geringen Reparatur- und Unterhaltungskosten. Die meisten Kettenrostsysteme basieren auf der bekannten Rostkette, bei der die einzelnen Glieder, Bolzen, Seitenwangen usw. zu sehr dem direkten Feuer ausgesetzt sind und daher einem sehr hohen Verschleiß unterliegen. Beim Petry-Dereux Wanderrost dagegen liegen die Kettenglieder und Bolzen weit unter der Feuerlinie und haben nicht unter der Einwirkung direkter Hitze zu leiden. Das Auswechseln der Roststäbe kann ohne Schwierigkeit während des Betriebes erfolgen. Als Vorzüge des Wanderrostes seien neben Kohlenersparnis noch erwähnt: selbsttätiges Abschlacken, Ausfahrbarkeit aus dem Feuerraum ohne Zerstörung des Mauerwerkes, einfache Bedienung und minimaler Kraftbedarf.

Fabrikation von schmiedbarem Eisenguß.

Von Ing. **Fr. Eckert** in **Sande** bei **Bergedorf.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 54, Fig. 9—14.)

Nachdruck verboten.

Maschinenteile, Fassonstücke usw., die sich aus Schmiedeisen schwierig herstellen lassen, werden hauptsächlich aus schmiedbarem Guß angefertigt, der sich durch vollkommene Biegsamkeit und außerordentliche Widerstandsfähigkeit auszeichnet und einem guten Schmiedeisen ziemlich gleich kommt. Bei einem 30% geringeren Materialquerschnitt besitzen Stücke aus schmiedbarem Eisenguß mindestens die dreifache Festigkeit gegenüber denen aus Grauguß.

Zur Herstellung von schmiedbarem Eisenguß verwendet man weißes und graues Holzkohlen-Roheisen mit 3% bis höchstens 3½% Kohlenstoff und mäßigem Silizium- und Mangangehalt, das von Phosphor und Schwefel möglichst frei ist. Die chemische Zusammensetzung sollte ungefähr folgende sein: Gesamtkohlenstoff

Digitized by Google

nicht über 3%, Silizium höchstens 1%, Phosphor höchstens 0,10%, Mangan höchstens 0,35%, Schwefel höchstens 0,10%.

Am besten eignen sich die schwedischen Marken A B weiß und A B grau, sowie O und L W und die engl. Marken H C M weiß und grau, ferner Hämatit, Abfälle von gutem Schmiedeisen und Stahl, auch alte Feilen. Für feinere Qualitäten von schmiedbarem Guß sind die Marken A B weiß und grau, für mittlere die Marke H C M und für geringe Qualität Hämatite zu nehmen, letztere aber nur mit einem Zusatz von Schmiedeisen oder Stahl.

Zum Tempern der Gußstücke nimmt man phosphor- und schwefelarme, aber reichhaltige Eisenerze, wie Rot- und Brauneisenstein usw., sowie Hammerschlag und verrostete schmiedeiserne Drehspäne. Mit Zinkoxyd, das wegen seiner Kostspieligkeit nur selten angewendet wird, tempert man vorteilhaft schwache Teile. Der Temperprozeß ist dann in ca. 24 Stunden beendet, und nebenbei wird metallisches Zink gewonnen. Die Tempermaterialien müssen geröstet und gepocht und bis zu höchstens 2 mm Korngröße gesiebt werden. Diese Arbeit braucht nur noch selten in der Gießerei vorgenommen zu werden, da die Gruben die Eisenerze für den Temperprozeß genau nach Vorschrift liefern, dann sind die Erze nur noch zu trocknen.

Zum Betriebe sind Schmelz- und Temperöfen, sowie ein Trockenofen erforderlich. Als Schmelzöfen dienen Tiegelöfen, die bei kleineren Anlagen für Koksfeuerung, bei großen für Gasfeuerung

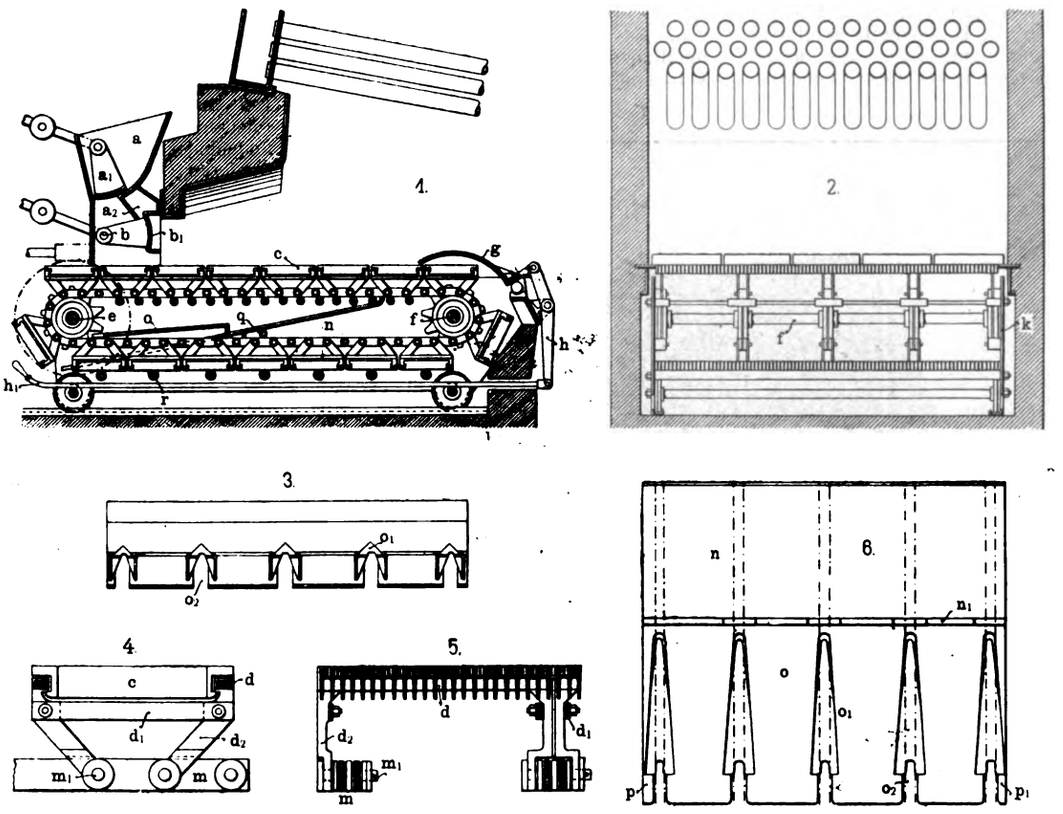


Fig. 357. Z. A.: Wanderrost mit Rostkörpern auf Quertrügern.

eingerichtet sind. Jene enthalten ein bis vier Tiegel, die andern zwanzig bis dreißig. Die Verwendung des Kupolofens wäre nur lohnend, wenn ziemlich große Quantitäten von annähernd gleicher Stärke gegossen werden sollen. Der Tiegelguß ist entschieden vorzuziehen, da man die Gattierung des Eisens genau bestimmen kann.

Der gewöhnliche Tiegelofen für einen Tiegel ist rund, für vier oder mehr rechteckig. Er besteht aus dem eigentlichen Schmelzraum und einem Vorraum. Unten ist der Schmelzraum durch einen Rost, meistens aus Quadrateisen, abgeschlossen, auf den die Tiegel zu stehen kommen, die wieder auf Unterlagen von Schamotte ruhen. Oben seitlich münden die Gase durch den Fuchs in den Schornstein. Der abnehmbare Deckel, der den Ofen oben abschließt, besteht aus einem gußeisernen, mit feuerfesten Steinen ausgewölbten Rahmen. Eine Öffnung in der Mitte dieses Deckels, die mit einer abnehmbaren Kappe versehen ist, gestattet neben der Kontrolle des Ofens das Nachfüllen von Koks. Bei anderen Öfen befinden sich die Tiegel in besonderen Einsätzen, die zum Gießen mit dem Tiegel zusammen herausgenommen werden. Dies hat den Vorteil, daß das geschmolzene Eisen sich länger warm hält, da die Tiegel gegen Abkühlung geschützt sind. In diesen unter dem Namen Reform-Tiegel-Schmelzofen, Tiegelofen Excelsior und Baumann-Ofen bekannten Öfen wird durch Windzuführung ein rascheres Schmelzen bewirkt und im Vergleich zum gewöhnlichen Tiegelofen an Koks und Zeit gespart. Bei letzterem entspricht der Koksverbrauch an Gewicht etwa dem Schmelzquantum, doch verringert es sich bedeutend, wenn oft hintereinander geschmolzen wird.

Die Gattierung des Eisens ist verschieden zu wählen, je nachdem dickere oder dünne Stücke gegossen werden sollen. Bei größerer Wandstärke nimmt man nur weißes Eisen oder wenig graues und weißes Eisen mit Schmiedeisen und Stahlabfällen, bei dünnen Stücken mehr graues Eisen. Es ist darauf zu achten, daß der Bruch glasharte, weiße Bruchfläche zeigt. In den meisten Fällen ist die Zusammensetzung Erfahrungssache, nach einer bestimmten Schablone kann man nicht arbeiten.

Ungefähr sind auf 100 Gewichtsteile zu rechnen:

	weiß	grau	Schmiedeisen od. Stahl
Für Stücke von 5—10 mm Dicke	60	30	10
Für Stücke von 10—15 mm Dicke	70	25	5
Für Stücke von 20—30 mm Dicke	80	10	10

Bei Verwendung von Hämatit empfiehlt sich folgende Mischung: 60 kg Hämatite, 20 kg Schmiedeisen, 20 kg Stahlabfälle (alte Feilen).

Von anderer Seite werden folgende Gattierungen angegeben:

	Roheisen grau	Roheisen weiß	Schmiedeisen od. Stahlabfälle
I. Für Stücke von 5 mm Dicke	75	—	25
II. Für Stücke von 10 mm Dicke	68	2	30
III. Für Stücke von 15 mm Dicke	62	3	35
IV. Für Stücke von 20 mm Dicke	50	5	45
V. Für Stücke von 30 mm Dicke	37	8	55

Das Formen der Gußstücke geschieht in gewöhnlichem Sand, ohne Zusatz von Kohlenstaub. Der Sand soll nicht fett, aber gut durchlässig sein. Am besten eignet sich der rote englische Formsand. Geformt wird nicht zu hart wie beim Grauguß. Luftkanäle müssen in genügender Anzahl gestochen werden. Die Form ist mit Holzkohlenstaub schwach einzustäuben, besser ist das allerdings teure Lykopodium. In neuerer Zeit ist für diesen Zweck das bedeutend billigere Form-Puder-Lykodin in den Handel gebracht worden, das einen vorzüglichen Ersatz bildet. Auf die Herstellung der Eingüsse ist große Sorgfalt zu verwenden. Sie müssen groß genug sein, um lebhaften Guß zu gestatten, doch auch nicht zu stark, um beim Abschlagen das Gußstück zu gefährden. Schwache Stücke gießt man mit flachen, stärkere mit dreieckigem Einguß. Wenn es irgend möglich ist, soll man mit Schlackentrichter gießen. Für den Lauf des Eingusses wird am besten ein Modell angefertigt, an das dann die einzelnen Teile angelegt werden. Bei Anfertigung der Modelle muß man doppeltes Schwindmaß nehmen. Für Massenartikel werden am besten Modellplatten hergestellt.

Die Schmelztiegel bestehen aus Graphit, Schamotte und Ton. Sie fassen zwischen 20 und 45 kg, nach mehrmaligem Gebrauch ca. 2—3 kg weniger. Der bequemen Handhabung wegen wählt man gewöhnlich Tiegel von ca. 30 kg Inhalt. Die Tiegel, von denen man meist einen Vorrat für sechs Monate Betriebszeit hält, werden ca. ¼ Jahr lang in der Trockenkammer bei 30° C aufbewahrt. Um ihre Lebensdauer zu verlängern, werden sie mit einem Schutzanstrich aus Tiegelmehl, Schamotte und Quarz nebst verschiedenen Klebemitteln versehen. Fast jeder Lieferant und Schmelzmeister hat hierfür sein eigenes Rezept, das er streng geheim hält. Tatsächlich ist die Lebensdauer der Tiegel durch geeigneten Anstrich um 30—40% erhöht worden.

Das Einsetzen des Schmelzmaterials in die Tiegel hat so zu erfolgen, daß zuerst das Gußeisen und dann das Schmiedeisen schmilzt. Die Masseln stellt man senkrecht in die Tiegel und packt um sie herum kleine Stücke, wie Schmiedeisenabfälle, Eingüsse usw., damit die Tiegel gut ausgenutzt werden. Das Nachfüllen der Tiegel ist möglichst zu vermeiden, weil sich der Schmelzprozeß dadurch verzögert und der Brennstoffverbrauch steigt.

Um das flüssige Eisen auf seinen Hitzegrad zu prüfen, hält man einen dünnen Eisenstab in den Tiegelinhalt. Sprüht der Stab beim Herausziehen, so ist das Eisen zum Gießen geeignet. Die Tiegel werden dann mittels einer besonderen Zange von zwei Mann herausgehoben und in die bereit liegende Gabel gesetzt. Der Inhalt wird gut durchgerührt und dann rasch gegossen, da das Schmelzprodukt leicht dickflüssig wird.

Gegossen wird spitz mit vollem Einguß, damit keine Unreinheiten in die Form kommen. Sind die Teile langsam abgekühlt, dann werden sie vom anhängenden Sand gesäubert, was meist durch rotierende Gußputzbürsten oder im Sandstrahlgebläse geschieht. Der noch anhaftende Grat wird auf der Schmirgelscheibe

Digitized by Google

abgeschliffen. Der ungetemperte Guß muß vorsichtig behandelt werden, da er glashart ist und leicht springt. Erwähnt sei noch, daß die Gußstücke besonders in den Ecken nachsaugen, und daß Teile mit geraden Armen, wie Räder usw. nach dem Erkalten feine Risse zeigen und deshalb unbrauchbar sind. Es empfiehlt sich darum an diesen Stellen in der Form eiserne Koquillen anzulegen, wodurch dieser Übelstand erfahrungsgemäß sofort behoben wird. Scharfe Ecken und Anschlüsse sind im Modell überhaupt tunlichst zu vermeiden.

Nach dem Putzen kommen die Gußstücke in die Tempertöpfe, die in den Temperofen eingesetzt werden. Die Töpfe aus feuerbeständigem Guß sind nach Bedarf rund, viereckig oder oval und halten je nach der Behandlung 10—12 Temperprozesse aus. Einen für Steinkohlenfeuerung eingerichteten Temperofen mit zwei Feuerungen, sogen. Sturzflammenfeuerung, zeigen Fig. 9 bis 14 auf Tafel 54. Die Flamme steigt erst hoch und geht durch den Raum a, in dem die Tempertöpfe auf feuerfesten Steinen ruhen, um der Flamme den Zutritt zu den Abzugslöchern b zu gestatten. Die Gase münden dann in den mittleren Kanal c, verteilen sich auf die beiden Seitenkanäle d, vereinigen sich hinten wieder im Fuchs und gelangen schließlich in den Schornstein. Oben ist der Ofen mit abnehmbaren Bügeln e abgeschlossen, die mit feuerfesten Steinen ausgewölbt sind. Zur Kontrolle des Ofens dienen die Schaulöcher f, zur Reinigung der Kanäle die Klappen g. Die Oberkante des Ofens liegt in gleicher Höhe mit dem Fußboden. Der Vorraum, von dem aus geheizt wird und der zum Lagern des Brennmateriales dient, muß mindestens so lang sein als die Roststäbe, um diese herausziehen zu können.

Das Einpacken des Gusses in die außen mit Schamotte und innen mit Kalkmilch angestrichenen Tempertöpfe geschieht in der Weise, daß die einzelnen Teile vollständig mit Tempermasse umgeben werden. An den Boden kommt davon zuerst eine 50 mm hohe Schicht. Dann packt man die Teile so, daß die stärkeren nach außen und die dünneren nach innen zu liegen kommen, da stärkere Teile, um durchzutempern, der Glut länger ausgesetzt werden müssen. Auch ist darauf zu achten, daß die Teile recht fest liegen und sich gegenseitig nicht berühren. Die Eigenart der Gußstücke muß beim Einpacken besonders berücksichtigt werden; so darf man z. B. Räder nicht stehend einpacken, da sie sonst oval werden.

Sind die Tempertöpfe, die der leichteren Handhabung und des bequemeren Einpackens wegen aus mehreren Aufsätzen bestehen, vollgepackt, so kommt eine ca. 50 mm hohe Schicht Tempermasse darauf, dann noch eine Schicht Lehm und zuletzt ein gußeiserner Deckel, um einen ziemlich luftdichten Verschluß zu erreichen. Sind dann die zum Abschluß des Ofens dienenden Bügel aufgelegt und ist alles gut mit Lehm verschmiert, so kann das Feuer beginnen. Während der ersten 36 bis 48 Stunden wird langsam angefeuert und die Hitze allmählich bis annähernd zur Weißglut gesteigert, was durch die Schaulöcher genau zu beobachten ist. In dieser hohen Temperatur befinden sich die Moleküle des Eisens und des Eisenoxydes in einem so erregten Zustande, daß sie chemisch aufeinander einwirken, obwohl die Stoffe im festen Aggregatzustande verharren. Die Kohlenstoffmoleküle an der Oberfläche des Eisens verbinden sich mit dem Sauerstoff des Eisenerzes zu Kohlenoxydgas. Dadurch entsteht eine kohlenstoffarme Schicht, die aber von innen her sofort wieder angereichert wird. Die Kohlenstoffteile fließen gewissermaßen von innen nach außen, und der Kohlenstoffgehalt des Stückes gleicht schließlich dem von Schmiedeisen. Der vorher harte und spröde Gegenstand läßt sich jetzt schmieden. Diesem Vorgange unterliegt nur der mit dem Eisen legierte Kohlenstoff, nicht aber der Graphit, der örtlich zu Kristallkörpern angehäuft und nicht wie jener in einzelnen Molekülen im Eisen verteilt ist. Das ist der Grund, weshalb nur weißes Eisen getempert werden kann. Die Dauer des Verfahrens steht im geraden Verhältnis zur Menge des zu oxydierenden Kohlenstoffs; um sie abzukürzen und wegen der starken Neigung des weißen Eisens zum Zerspringen gießt man die Gegenstände nicht aus solchem allein, sondern setzt ihm graues Roheisen zu. Ist nun der Moment der Weißglut im Ofen eingetreten, so genügt wenig Brennmaterial, um den Ofen in der Hitze zu erhalten, wobei der Rauchschieber ziemlich geschlossen sein kann. Während der jetzt folgenden 36—48 Stunden wird abgefeuert und die Hitze allmählich verringert. Brennmaterial wird nicht mehr aufgegeben. Nachdem der Ofen mit Lehm dicht verschlossen ist, läßt man ihn langsam abkühlen. Dabei ist auch die Öffnung des Aschenfalles mit einer eisernen Platte zu verschließen und dicht mit Lehm zu verschmieren. Sobald Luftzutritt statthaft erscheint, nimmt man ein oder zwei Bügel der Abdeckung ab, ohne natürlich das heiße Mauerwerk zu gefährden, was Vorsicht erfordert. Bei forcierter Abkühlung verliert der getemperte Guß seine blaugraue Farbe. Man rechnet gewöhnlich zwei Tage zum Anfeuern, zwei Tage für Vollfeuer und ca. zwei Tage zum Abfeuern. Dies gilt natürlich nur annähernd, da es Erfahrungssache ist und bleibt, einerseits die Temperatur im Ofen möglichst gleichmäßig zu steigern und zu erhalten, anderseits den richtigen Hitzegrad zu treffen, den der Temperguß verlangt, ohne hart zu bleiben oder zu verbrennen. Es empfiehlt sich daher, nur durchaus zuverlässige Leute zur Bedienung zu verwenden. Nachdem der Ofen abgekühlt ist, werden die eingesetzten Stücke herausgenommen und wieder geputzt, was am einfachsten in einer Putztrommel geschieht. Waren die Teile nicht überhitzt, so läßt sich die noch anhaftende Tempermasse leicht entfernen.

Außer dem Temperofen mit Steinkohlenfeuerung sind solche mit Öl- oder auch Generatorgasfeuerung in Gebrauch. Sollen die getemperten Teile blank abgeliefert werden, so kommen sie in eine Scheuertrommel, in der man sie mehrere Stunden rotieren läßt. Meistens genügt es hierbei, daß sich die einzelnen Teile untereinander abscheuern; man benutzt aber auch scharfen Sand, Lederabfälle usw.

Zuletzt werden die Teile mit trockenen Sägespänen getrommelt, um ihnen ein schönes Aussehen zu geben. Die Abgüsse, die sich im Temperofen event. verzogen haben, müssen in handwarmem Zustande gerichtet werden.

Die durchschnittlichen Produktionskosten für 1000 kg schmiedbaren Guß lassen sich annähernd so festsetzen:

Eisen pro 100 kg	125	M.
Schmelzkoks	30	„
Schmelztiegel	25	„
Schmelzerlöhne	15	„
Formerlöhne	100	„
Formmaterial	10	„
Nacharbeit, Putzen	12	„
Temperlöhne	20	„
Brennmaterial für das Tempern	30	„
Tempermasse Abgang	10	„
Inventar, Unterhaltung	10	„
Zinsen, Amortisation	8	„
Summa	395	M.

oder pro kg. M. 0,42. Diese Preise sind ziemlich hoch und dürften sich in Wirklichkeit meist niedriger stellen.

Fig. 358.

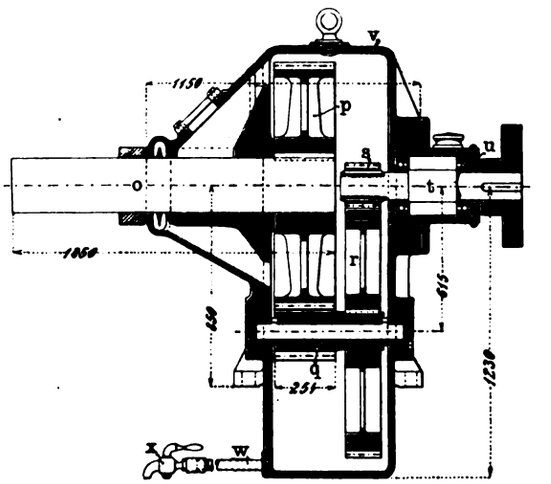


Fig. 359.

Z. A.: Gefräste Doppel-Schraubenräder.

Gefräste Doppel-Schraubenräder.

(Mit Abbildungen, Fig. 358 u. 359.)

Nachdruck verboten.

Der elektrische Antrieb bietet die beste Gelegenheit, den in mancher Beziehung mißlichen Riemenantrieb durch unmittelbare Zahnradübertragung zu ersetzen. Diese hat aber die unangenehme Eigenschaft, daß die Räder bei den meist vorhandenen hohen Geschwindigkeiten und den erforderlichen großen Reduktionsübersetzungen mit lästigem Geräusch arbeiten. Die Anwendung gefräster Räder und noch mehr der Ersatz der Metalltriebe durch solche aus Rohhaut und Fiber halfen zwar in dieser Beziehung, doch war gerade bei den letzteren die Abnützung unverhältnismäßig groß. Wenn es sich deshalb um größere Übersetzungen als 6:1 handelte, verwendete man meist Schnecke und Schneckenrad an Stelle der Stirn- und Kegelräder. Jetzt hatte man geräuschlosen Gang, mußte dafür aber geringen Wirkungsgrad in Kauf nehmen.

Vor längerer Zeit erkannte man schon, daß sich die genannten Übelstände durch eine Schraubenradübersetzung vermeiden lassen, wenn man immer zwei Schraubenräder mit entgegengesetzter Steigung gewissermaßen zu einem Doppelschraubenrad vereinigt, um den bei Verwendung einfacher Schraubenräder auftretenden achsialen Lagerdrucken vorzubeugen. Es ist jedoch sehr schwierig und kostspielig, die beiden Hälften so zu vereinigen, daß genauer Eingriff gewährleistet ist.

Vor etwa fünf Jahren schlug Wüst in Zürich vor, beide Gewindegänge gleichzeitig auf ein Rad zu schneiden. Die Schwierigkeit bestand aber darin, beide Gänge bis zur Radmitte durchzu-

Digitized by Google

schneiden. Dem kann man dadurch begegnen, daß man die Zähne der einen Seite gegen die der anderen entsprechend so versetzt, daß Zahnmitte der einen Seite immer auf Mitte Zahnlücke der anderen Seite trifft. Wie im „Engineering" mitgeteilt wird, hat die Power Plant Company, Ltd. in West Drayton, Middlessex, die Fabrikation solcher Doppelschraubenräder aufgenommen. Aus der Abbildung eines solchen Rades in Fig. 358 ersieht man deutlich, wie zwischen zwei aufeinander folgende Zähne a, c der einen Seite immer ein Zahn b der anderen Seite zu liegen kommt. Die Herstellung der Doppelschraubenräder erfolgt auf Fräsmaschinen, die in allen wesentlichen Teilen genau so konstruiert sind wie die zum Fräsen einfacher Schraubenräder gebräuchlichen Maschinen. Der Radkörper ist auf eine vertikale Spindel aufgesteckt und wird gleichzeitig auf gegenüberliegenden Seiten von zwei Fräsern bearbeitet. Der eine Fräser bewegt sich von unten nach oben, der andere von oben nach unten.

Es ist möglich gewesen, mit einem Satz Doppelschraubenräder Übersetzungen bis 25:1 zu erlangen, ohne daß sich Unzuträglichkeiten beim Betriebe eingestellt hätten. Die Fabrik liefert aber doppelte Vorgelege, die in einem Ölbad laufen, für alle Übersetzungsverhältnisse bis auf 100:1 und garantiert einen Wirkungsgrad von mindestens 88%. Diese Vorgelege zeigen die in Fig. 359 dargestellte Anordnung. Auf die getriebene Welle o wird die Bewegung von der treibenden, in Kugellagern laufenden Welle t aus durch ein Doppelgetriebe p, q, r, s übertragen, das vollständig in einem zum Teil mit Öl angefüllten Gehäuse v eingeschlossen ist.

Infolge der günstigen Eingriffsverhältnisse braucht man bei Doppelschraubenrädern für gleiche Kraftübertragungen kleinere Teilungen als bei den übrigen Zahnrädern, oder anders ausgedrückt: man kann mit gleich dimensionierten Doppelschraubenrädern größere Kräfte übertragen, ohne zu große Abnutzung und Brüche befürchten zu müssen. Sie lassen sich deshalb auch bei großen Pumpen, bei Walzenstühlen, bei Förderanlagen usw. vorteilhaft verwenden.

Schornstein mit Hochbehälter.

Von Ing. **J. Thoren** in **Charlottenburg.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 54, Fig. 1—8.)

Nachdruck verboten.

Bei Fabrikanlagen, die einen gewissen Wasservorrat von bestimmter Druckhöhe bedürfen, ordnet man den Wasserhochbehälter vielfach um den Schornstein an. Es dürfte nun interessieren, zu untersuchen, welchen Einfluß die Anordnung des Behälters auf die Stabilität und die Beanspruchung des Schornsteins ausübt, und wie sich die Berechnung gestaltet.

Die Anordnung des Behälters am Schornstein hat bekanntlich den Vorteil, daß kein besonderer Unterbau für das Reservoir nötig wird, wogegen freilich der Behälter selbst mehr Materialaufwand erfordert, auch schwerer und teurer wird.

Um ein genaues und übersichtliches Bild über die Veränderungen in der Beanspruchung des Schornsteins durch den Umbau des Behälters zu gewinnen und den Rechnungsvorgang besser zu erläutern, ist im folgenden Beispiel der Schornstein einmal ohne Behälter berechnet und das andere Mal bei leerem und bei gefülltem Behälter.

Die Ermittelung der auftretenden Spannungen im Schornstein kann auf graphischem oder auf rechnerischem Wege erfolgen; die erste Methode ist übersichtlicher, die rechnerische genauer.

Der zu untersuchende Schornstein hat eine Höhe von 37 m, eine obere lichte Weite von 1,7 m, einen zylindrischen Sockel von 3 m Höhe und einen Anlauf von 22,5 mm pro m, so daß der äußere Durchmesser pro m um 45 mm zunimmt. Der Schaft besteht aus 7 Stockwerken, von denen das oberste 5,2 m hoch ist, während die übrigen je 5,3 m betragen; die Wandstärken sind aus Fig. 1 ersichtlich. Der Hochbehälter soll 50 cbm Inhalt haben und mit Unterkante 22 m über Terrain stehen.

Die äußeren Durchmesser der einzelnen Stockwerke sind folgende:

Absatz I: $5{,}2 \cdot 0{,}045 + 2{,}1 = 2{,}334$ m,
„ II: $(5{,}2 + 5{,}3) \cdot 0{,}045 + 2{,}1 = 2{,}572$ m,
„ III: $(5{,}3 + 2 \cdot 5{,}3) \cdot 0{,}045 + 2{,}1 = 2{,}811$ m,
„ IV: $(5{,}2 + 3 \cdot 5{,}3) \cdot 0{,}045 + 2{,}1 = 3{,}05$ m,
„ V: $(5{,}2 + 4 \cdot 5{,}3) \cdot 0{,}045 + 2{,}1 = 3{,}288$ m,
„ VI: $(5{,}2 + 5 \cdot 5{,}3) \cdot 0{,}045 + 2{,}1 = 3{,}526$ m,
„ VII: $(5{,}2 + 6 \cdot 5{,}3) \cdot 0{,}045 + 2{,}1 = 3{,}765$ m.

Bei einem spezifischen Gewicht von 1600 kg pro cbm Mauerwerk berechnet sich das Gewicht der einzelnen Stockwerke nach der Guldinschen Regel zu:

$$G_1 = 5{,}2 \cdot \left(\frac{2{,}1 + 2{,}334}{2} - 0{,}20\right) \cdot \pi \cdot 0{,}20 \cdot 1600 = \mathbf{11000}\ \text{kg},$$

$$G_2 = 5{,}3 \cdot \left(\frac{2{,}334 + 2{,}572}{2} - 0{,}25\right) \cdot \pi \cdot 0{,}25 \cdot 1600 = 14628 \backsim \mathbf{14700}\ \text{kg},$$

$$G_3 = 5{,}3 \cdot \left(\frac{2{,}572 + 2{,}811}{2} - 0{,}30\right) \cdot \pi \cdot 0{,}30 \cdot 1600 = 19080 \backsim \mathbf{19100}\ \text{kg},$$

$$G_4 = 5{,}3 \cdot \left(\frac{2{,}811 + 3{,}05}{2} - 0{,}38\right) \cdot \pi \cdot 0{,}38 \cdot 1600 = 25779 \backsim \mathbf{26000}\ \text{kg},$$

$$G_5 = 5{,}3 \cdot \left(\frac{3{,}05 + 3{,}288}{2} - 0{,}46\right) \cdot \pi \cdot 0{,}46 \cdot 1600 = 32592 \backsim \mathbf{32600}\ \text{kg},$$

$$G_6 = 5{,}3 \cdot \left(\frac{3{,}288 + 3{,}526}{2} - 0{,}52\right) \cdot \pi \cdot 0{,}52 \cdot 1600 = \mathbf{40000}\ \text{kg},$$

$$G_7 = 5{,}3 \cdot \left(\frac{3{,}526 + 3{,}765}{2} - 0{,}60\right) \cdot \pi \cdot 0{,}60 \cdot 1600 = 48640 \backsim \mathbf{49000}\ \text{kg},$$

der obere Sockel $G_8 = 2.25(3.86 - 0.66) \cdot \pi \cdot 0.66 \cdot 1600 = 23840 \backsim \mathbf{23900}$ kg,
der untere Sockel $G_9 = 0{,}75(4.00 - 0{,}75) \cdot \pi \cdot 0{,}75 \cdot 1600 = 9180 \backsim \mathbf{9200}$ kg.

Bei einem Winddruck von 125 kg pro qm erhält man die Winddrücke auf die einzelnen Stockwerke, wenn man ihre Projektionen, die Trapeze darstellen, mit dem Koeffizienten 0,667 für Zylinderflächen multipliziert. Danach bestimmt sich der Winddruck auf das oberste Stockwerk zu:

$$W_1 = \frac{2{,}1 + 2{,}334}{2} \cdot 5{,}2 \cdot 0{,}667 \cdot 125 = \backsim \mathbf{960}\ \text{kg},$$

$$W_2 = \frac{2{,}334 + 2{,}572}{2} \cdot 5{,}3 \cdot 0{,}667 \cdot 125 = 1083 \backsim \mathbf{1100}\ \text{kg}.$$

Da die Vergrößerung des Schornsteindurchmessers pro m Höhe 45 mm beträgt, so wird sich der Winddruck für ein Stockwerk um $5{,}3 \cdot 5{,}3 \cdot 0{,}045 \cdot 0{,}667 \cdot 125 = \mathbf{105}$ kg vergrößern. Demnach ist:

$W_3 = 1205$ kg, $W_4 = 1310$ kg, $W_5 = 1415$ kg, $W_6 = 1520$ kg, $W_7 = 1625$ kg und

Winddruck auf den oberen Sockel $W_8 = 3{,}86 \cdot 2{,}25 \cdot 0.667 \cdot 125 = 686 \backsim \mathbf{700}$ kg,

Winddruck auf den unteren Sockel $W_9 = 4.0 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}667 \cdot 125 = \mathbf{250}$ kg.

Die Querschnitte der einzelnen Lagerfugen berechnen sich zu:

$$F_1 = \frac{\pi}{4}(2{,}334^2 - 1{,}934^2) = \mathbf{1{,}338}\ \text{qm}, \quad F_6 = \frac{\pi}{4}(3{,}526^2 - 2{,}486^2) = \mathbf{4{,}90}\ \text{qm},$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4}(2{,}572^2 - 2{,}072^2) = \mathbf{1{,}420}\ \text{qm}, \quad F_7 = \frac{\pi}{4}(3{,}765^2 - 2{,}565^2) = \mathbf{6{,}00}\ \text{qm},$$

$$F_3 = \frac{\pi}{4}(2{,}811^2 - 2{,}210^2) = \mathbf{2{,}320}\ \text{qm}, \quad F_8 = \frac{\pi}{4}(3{,}860^2 - 2{,}540^2) = \mathbf{6{,}64}\ \text{qm},$$

$$F_4 = \frac{\pi}{4}(3{,}050^2 - 2{,}290^2) = \mathbf{3{,}200}\ \text{qm}, \quad F_9 = \frac{\pi}{4}(4{,}000^2 - 2{,}500^2) = \mathbf{7{,}66}\ \text{qm}.$$

$$F_5 = \frac{\pi}{4}(3{,}288^2 - 2{,}368^2) = \mathbf{4{,}070}\ \text{qm},$$

Um die Winddruckmomente in bezug auf die einzelnen Lagerfugen berechnen zu können, muß man die Schwerpunkte der Vertikalschnittflächen der betreffenden Stockwerke bestimmen, in denen der Winddruck angreifend gedacht ist.

Da die Schnittflächen Trapeze darstellen, bestimmt sich ihr Schwerpunkt aus der Formel:

$$s = \frac{D + 2d}{D + d} \cdot \frac{h}{3}.$$

Hierin bedeutet d den oberen, D den unteren Durchmesser und h die Höhe des Stockwerkes.

Hiernach berechnet sich der Schwerpunktabstand für das oberste Stockwerk

für die Lagerfuge 1—1 zu $s_1 = \frac{2{,}334 + 2 \cdot 2{,}1}{2{,}334 + 2{,}1} \cdot \frac{5{,}2}{3} = \mathbf{2{,}548}$ m,

„ „ „ 2—2 „ $s_2 = \frac{2{,}572 + 2 \cdot 2{,}1}{2{,}572 + 2{,}1} \cdot \frac{10{,}5}{3} = \mathbf{5{,}075}$ m,

„ „ „ 3—3 „ $s_3 = \frac{2{,}811 + 2 \cdot 2{,}1}{2{,}811 + 2{,}1} \cdot \frac{15.8}{3} = \mathbf{7{,}520}$ m,

„ „ „ 4—4 „ $s_4 = \frac{3.05 + 2 \cdot 2{,}1}{3.05 + 2{,}1} \cdot \frac{21{,}1}{3} = \mathbf{9{,}900}$ m,

„ „ „ 5—5 „ $s_5 = \frac{3{,}288 + 2 \cdot 2.1}{3{,}288 + 2{,}1} \cdot \frac{26{,}4}{3} = \mathbf{12{,}23}$ m,

„ „ „ 6—6 „ $s_6 = \frac{3.526 + 2 \cdot 2{,}1}{3{,}526 + 2{,}1} \cdot \frac{31{,}7}{3} = \mathbf{14{,}50}$ m,

„ „ „ 7—7 „ $s_7 = \frac{3{,}765 + 2 \cdot 2{,}1}{3{,}765 + 2{,}1} \cdot \frac{37}{3} = \mathbf{16{,}75}$ m.

Die Schornsteinsäule wird, abgesehen von den Wärmespannungen, die darin auftreten, durch sein Eigengewicht und den Winddruck beansprucht.

Die Druckbeanspruchung in einem Querschnitt bei Windstille durch Eigengewicht bestimmt sich aus der Formel $S_0 = \frac{G}{F \cdot 10000}$ kg pro qcm, wenn G das Eigengewicht des Mauerwerks über dem Querschnitt F in qm bezeichnet.

Der Winddruck (W) sucht den Schornstein zu kippen, und das Winddruckmoment in bezug auf eine Ebene A—A (Fig. 2) ist: W . s, wenn s den Schwerpunktsabstand bezeichnet.

Aus dem horizontal wirkenden Winddruck W und dem vertikal wirkenden Eigengewicht G resultiert eine Mittelkraft R, welche

Digitized by Google

die Ebene A — A im Abstande a von der Mittellinie schneidet. Daher gilt die Gleichung:

$$W \cdot s = G \cdot a \text{ oder } a = \frac{P \cdot s}{G},$$

wobei man die Entfernung a als Stützweite bezeichnet. Diese darf eine bestimmte Grenze nicht überschreiten, wenn die Fugen nicht zu weit klaffen und das Mauerwerk nicht zerstört werden soll.

In Preußen ist nach dem Ministerial-Erlaß vom 30. April 1902 die größte Kantenpressung im Mauerwerk unter der Voraussetzung zu berechnen, daß das Mauerwerk keine Zugspannung aufnimmt, die Lagerfugen sich also an der Windseite öffnen können. Damit sie sich höchstens auf die halbe Breite des Querschnittes öffnen, darf ein Maximalwert von a nicht überschritten werden, es muß $a < e$ sein, wobei e die zweite Kernweite bezeichnet.

e berechnet sich annähernd nach der Formel $0.47 \cdot R + 0.29\, r$, wobei R den äußeren und r den inneren Halbmesser des Ringquerschnittes bezeichnet. (Fortsetzung folgt.)

---

ausgeführte Zentralschmierung mit allen erforderlichen Ölleitungsrohren für eine Compound-Corliss-Maschine in Seitenansicht, Endansicht und Grundriß. a ist das mit Reinigungsfilter und Entleerungshahn 1 ausgerüstete Reservoir, dem eine von der Maschinenhauptwelle durch Riemen angetriebene Kreiselpumpe c das Schmieröl durch die Saugleitung b entnimmt und in die Hauptleitung d drückt. In der Saugleitung sind das Abschlußventil 2 und das Fußventil 3 vorgesehen, 4 bezeichnet eine Umschaltleitung, 5 das Umschaltventil. Für die Saugleitung sind ½ zöllige, für die Hauptleitung ⅜ zöllige schmiedeeiserne Rohre gewählt. Durch den T-Stutzen d_1 kann die Leitung vor dem Anstellen der Schmierung mit Dampf ausgeblasen werden. Die Schmierung des Kreuzkopfzapfens erfolgt durch den Öler 7, die der Geradführung durch den Öler 8 und das ¼ zöllige Röhrchen 12. Zur Schmierung des Kurbelzapfens sind der Nadelöler e und der Zentrifugalschmierer f und g vorgesehen. 9 sind die Öler für die äußeren Seiten, 10 die für die Innenseiten der Kurbellager, 11 die für die Exzenter. Die Leitungen h stellen die Verbindung zwischen der Kurbelseite der Maschine und den Geradführungen her, die Leitungen i führen das Öl für die Schmierung der Kurbelzapfen,

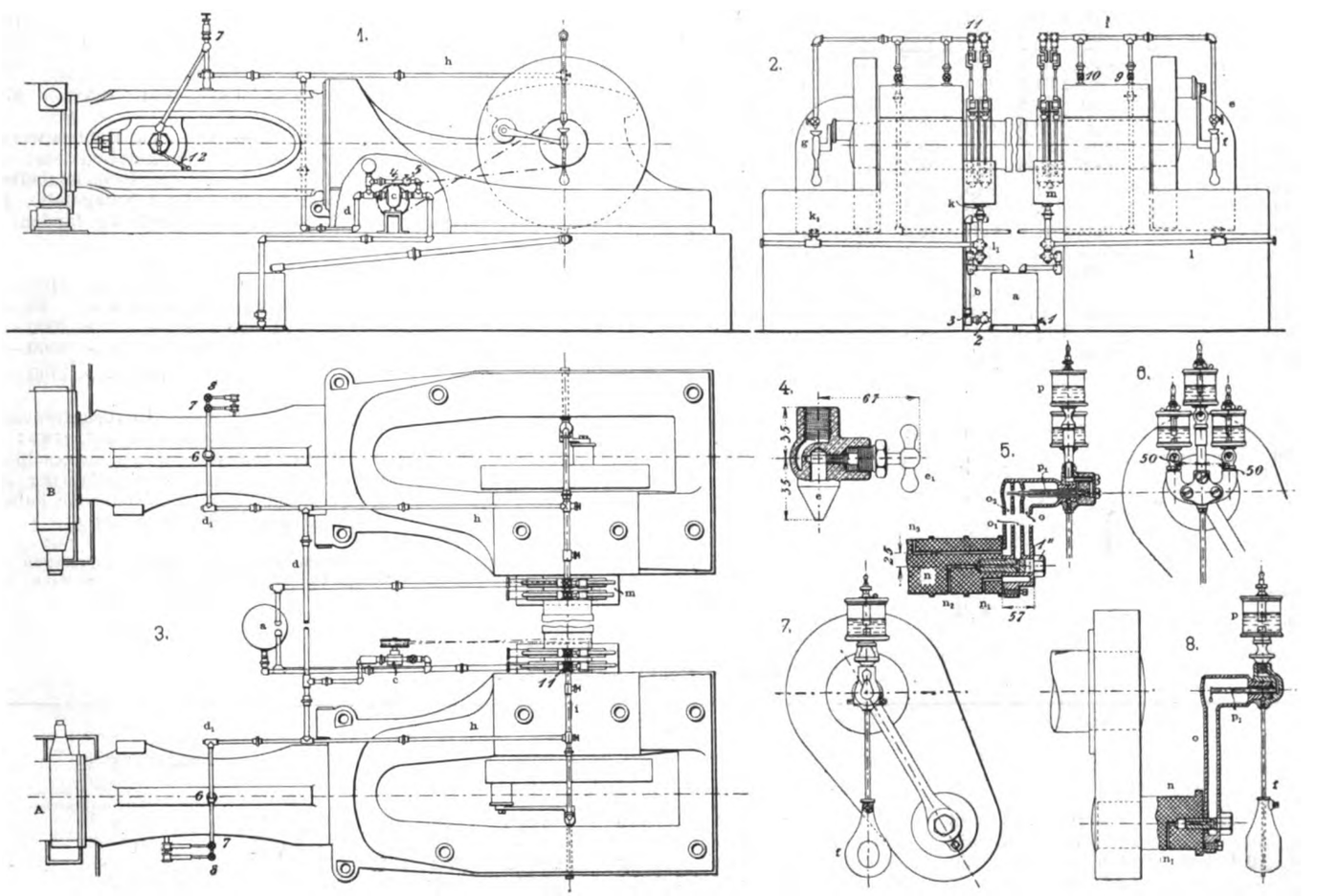


Fig. 360. Z. A.: Zentralschmierung für Maschinenaggregate.

Zentralschmierung für Maschinenaggregate.

(Mit Abbildung, Fig. 360.)

Nachdruck verboten.

Die große Bedeutung, die eine ausreichende und zuverlässige Schmierung für die Betriebssicherheit einer Maschine, für ihren Kraftverbrauch und für die Lebensdauer ihrer einzelnen Teile besitzt, hat es nicht an Versuchen fehlen lassen, die Schmierung von der Aufmerksamkeit und dem guten Willen des Wärters möglichst unabhängig zu machen. Das Prinzip für solche selbsttätige Schmieranlagen ist sehr einfach, das Öl fließt aus einem hochgelegenen Behälter den einzelnen Schmierstellen zu oder wird durch eine Pumpe dahin gedrückt. Die einzelnen Öler müssen dabei immer so ausgeführt sein, daß sie auf den ersten Blick eine Kontrolle darüber gestatten, ob durch eine Verstopfung oder Beschädigung der Leitung die Zirkulation an irgend einer Stelle unterbrochen ist. Eine solche automatische Schmierung wird gewöhnlich mit einer Filteranlage verbunden, der das abtropfende Öl zugeführt wird, und der es die Pumpe gereinigt und in gebrauchsfertigem Zustande wieder entnimmt. Auf diese Weise werden die oft beträchtlichen Schmiermittelverluste vermieden, die sich bei Schmierung von Hand durch das Danebengießen und das Überlaufen der Öler noch wesentlich erhöhen.

Fig. 360, Skz. 1—3 zeigt nach einer Skizze in „Am. Brewers Rev." eine von der Firma Wm. W. Nugent & Co. in Chicago der Hauptlager und der Exzenter. Das von den Exzentern abtropfende Öl sammelt sich in Schalen m und fließt durch ¾ zöllige Rohre k nach dem Filter. Durch eine Bohrung k_1 im Maschinenrahmen gelangt das in den dort angeordneten Ölfängern sich sammelnde Öl in die Leitung l, die durch den Stutzen l_1 ausgeblasen werden kann, und weiter ebenfalls zu dem Filter. Das unreine Öl muß hier zunächst ein Wasserbad und dann mehrere Filter passieren.

Der zur Schmierung der Kurbelzapfen verwendete Zentrifugalschmierer ist in den Skz. 7 und 8 im Detail veranschaulicht, mit dem Unterschiede, daß bei der ausgeführten Anlage an Stelle des Glasbehälters p ein Becher angeordnet ist, dem das Öl in regelbarer Menge durch einen Nadelöler (vgl. das Detail in Skz. 4) zugeführt wird. Von dem Becher oder dem Glasbehälter p fließt das Öl durch das Röhrchen p_1 in das Knierohr o, wird nach dem Kurbelzapfen hin geschleudert, tritt durch einen durchbohrten Bolzen in der Achse des Kurbelzapfens n ein und wird durch die Wirkung der Zentrifugalkraft durch die radiale Nut n_1 den Lagerflächen zugedrückt. Der Fuß des Behälters p ist in eine Kappe eingeschraubt, die sich auf dem in der Achse der Kurbelwelle liegenden Ende des Knierohres o frei drehen kann. Ein am unteren Ende der Kappe angreifendes Balanzegewicht f hält den Behälter p während der Drehung der Kurbel dauernd in aufrechter Stellung. Eine ganz entsprechend ausgeführte dreifache Schmierung des Kurbelzapfens ist in den Skz. 5 und 6 veranschaulicht.

Digitized by Google

Über moderne Wasser- und Dampf-Turbinen.

Von Ingenieur **Paul Hugo Günther** in **Bilbao** (Spanien).

(Schluß des ersten Teiles.) Nachdr. verboten.

Achsiale Aktionsturbine.

D	A		B		C		D		E	
Durchm. max	K = 58		68		77		90		102	
	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1
250	12,5	162	16,6	166	20,4	169	27,2	173	33,8	176
300	18	135	24	138,5	29,4	141	39,2	144	48,6	147
400	32	101	42,5	104	52,2	105	69,5	108	86,5	110
500	50	81	66,5	83	81,5	84,5	108,5	86,5	135	88
600	72	67,5	95,7	69,2	117,5	70,5	156,5	70	195	73,5
700	98	58	130	59,4	160	60,5	213	61,8	264	63
800	128	50,6	170	52	208,5	52,7	278	54	346	55
900	162	45	216	46	264	47	352	48	438	49
1000	200	40,5	266	41,5	326	42,25	435	43,1	540	44
1100	242	36,8	322	37,7	395	38,4	525	39,2	655	40
1200	288	33,8	383	34,6	470	35,2	625	36	778	36,7
1300	338	31,2	450	31,9	551	32,5	735	33,2	915	33,8
1400	392	28,9	522	29,6	638	30,2	850	30,8	1060	31,4
1500	450	27	600	27,7	735	28,1	975	28,8	1215	29,3
1600	512	25,4	681	25,9	835	26,4	1115	27	1385	27,5
1700	578	23,8	779	24,4	945	24,8	1260	25,4	1560	25,9
1800	648	22,5	861	23	1058	23,4	1410	24	1750	24,4
1900	722	21,3	960	21,8	1175	22,2	1570	22,8	1950	23,2
2000	800	20,2	1063	20,7	1305	21,1	1740	21,6	2160	22
2200	968	18,4	1288	18,9	1575	19,2	2105	19,6	2610	20
2400	1152	16,9	1532	17,3	1880	17,6	2505	18	3110	18,3
2600	1362	15,6	1800	16	2205	16,2	2945	16,6	3650	16,9
2800	1570	14,5	2085	14,8	2560	15,1	3415	15,4	4250	15,7
3000	1800	13,5	2400	13,8	2940	14,1	3920	14,4	4860	14,7

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}; \quad n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}.$$

Die unterstrichenen Werte repräsentieren die normale Einheit nach Tabelle II.

Beispiel: H = 4; Q = 1600; n = 40. $PS_e = 10 \cdot 4 \cdot 1{,}6 = 64$.

$$K = \frac{40}{4}\sqrt{\frac{64}{2}} = 10 \cdot 5{,}66 = \backsim 57.$$

$\sqrt{H} = 2$; $Q_1 = \frac{1600}{\sqrt{H}} = 800$; $n_1 = \frac{40}{\sqrt{H}} = 20$. = Serie A; D = 2000.

Nach Tabelle II: Leitrad b_r = 160 mm und b_a = 140 mm; Laufrad b_a = 200 mm; b_r oben = 170 mm; b_H unten = 352 mm; i = 48. G = 2 · 66 · 40 = 5280 = ∽ 5400 kg.

Um auf der Reise oder sonst für ein Vorprojekt einen ungefähren Preis zu erhalten, leisten die folgenden Angaben gute Dienste. *)

	Löhne % vom Materialwert, wenn dieser ist:					Generalunkosten % von den Löhnen
	< 750	< 1500	< 2250	< 3250	< 4000	
Gießerei	30	25	21	17	11	125
Schmiederei	15	12	9	7	6	150
Dreherei	25	19	13	12	12	200
Hoblerei	12	9	7	5	4	200
Fräserei	15	12	9	7	6	300
Bohrerei	9	7	6	4	2	200
Stoßerei	8	6	4	3	3	200
Gewindeschneiden	6	4	2	1	1	200
Malerei	10	7	5	4	3	100
Schlosserei	27	20	13	10	9	125
Werkstattmontage. Proben	22	16	11	8	7	125
im Mittel = ∽	1,63	1,25	0,91	0,71	0,58	175

Die Modellkosten dürften etwa 35—40% vom Materialwert betragen. Man setzt davon 10% in die Kalkulation ein; nach diesen Angaben würden die Kosten der in der Francistabelle berechneten vertikalen Turbine von 42 PS_e bei 1,2 Nutzgefälle, deren Gewicht einschließlich 1 m Welle wir zu 10200 kg fanden, sich belaufen auf:

1. Materialwert: . . . 10200 kg à 20 ∽ = 2040 = ∽ 2100.—
2. Modellkosten: 40 % = 840.— 10% für Kalkulation = ∽ 85.—
3. Löhne . . . . . 0,91 von 2100.— = ∽ 2000.—
4. Generalunkosten . . . . 175 % von 2000.— = ∽ 3500.—

7685 = ∽ 7700.—

Hierzu kämen jetzt noch der Verdienst, Unvorhergesehenes, Kommission usw., so daß der Verkaufspreis sich auf etwa: 9750 bis 10000 stellen würde, wobei natürlich nicht ausgeschlossen ist, daß dieser Preis je nach der Fabrik (Spezialfabrik) noch reduziert werden kann; tatsächlich sind mir auch deutsche Fabriken bekannt, die das kg. „fertig" mit 0,63—0,65 M. anbieten.

*) **Diese Angaben werden natürlich durch eine genaue Kalkulation zu berichtigen sein und je nach der Fabrik und deren Einrichtung etc. variieren; nichtsdestoweniger geben sie im Außendienst einen wertvollen Anhalt.**

Radiale Reaktionsturbine.

D mm Durchm.	A		B		C		D		E		F		G		H	
	K = 50		69		93		124		157		200		250		300	
	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1
250	7,55	176	13,6	186	23,5	192	35	210	49	223	67	245	82	276	98,5	306
300	10,9	147	19,6	155	33,8	160	50,5	175	70,6	186	96	204	118	230	141	255
400	19,4	110	34,9	116	60	120	89,5	131	125	140	171	153	210	172	252	191
500	30,3	88	54,5	93	94	96	140	105	196	111	267	123	327	138	394	153
600	43,5	73,5	78,5	77,5	135	80	202	87,5	283	93	385	102	471	115	567	127
700	59,3	63	107	66,5	184	68,5	274	75	384	80	523	87,7	643	98,7	771	108
800	77,5	55	140	58,1	241	60	358	65,6	502	70	683	76,7	838	86,4	1005	95,6
900	98,0	49	177	51,7	304	53,4	454	58,5	636	62	864	68,2	1060	76,7	1275	85
1000	**121**	**44**	**218**	**46,5**	**376**	**48**	**560**	**52,5**	**785**	**55,8**	**1070**	**61,4**	**1310**	**69**	**1572**	**76,5**[1]
1100	146	40	264	42,3	455	43,5	677	47,7	950	50,8	1292	55,8	1585	62,6	1905	69,5
1200	174	36,7	314	38,8	541	40	806	43,7	1130	46,5	1537	51	1890	57,5	2265	63,7
1300	204	33,8	369	35,8	635	36,9	945	40,4	1325	43	1805	47,2	2220	53,1	2660	58,9
1400	237	31,4	427	33,2	737	34,3	1095	37,6	1540	39,9	2090	43,8	2570	49,3	3085	54,6
1500	273	29,3	491	31	846	32	1260	35	1765	37,2	2405	40,9	2950	46	3545	51*)
1600	310	27,5	560	29,1	962	30	1485	32,8	2005	34,9	2735	38,4	3360	43	4040	47,8
1700	350	25,9	630	27,4	1085	28,2	1620	30,8	2265	32,8	3085	36,1	3785	40,5	4550	45
1800	392	24,4	705	25,8	1220	26,6	1815	29,2	2540	31	3455	34,1	4250	38,3	5100	42,5
1900	437	23,2	787	24,5	1355	25,3	2020	27,6	2830	29,4	3850	32,2	4730	36,3	5675	40,3
2000	485	22	873	23,2	1505	24	2240	26,2	3140	27,9	4260	30,6	5250	34,5	6300	38,2
2200	585	20	1055	21,2	1820	21,8	2715	23,8	3800	25,4	5155	27,9	6350	31,4	7625	34,8
2400	697	18,3	1255	19,4	2165	20	3225	21,9	4520	23,2	6150	25,6	7550	28,8	9065	31,9
2600	820	16,9	1475	17,9	2545	18,4	3785	20,2	5305	21,4	7210	23,6	8860	26,6	10650	29,4
2800	950	15,7	1710	16,6	2945	17,1	4395	18,7	6150	19,9	8360	21,9	10250	24,6	12300	27,3
3000	1095	14,7	1960	15,5	3380	16	5045	17,5	7060	18,6	9610	20,4	11800	23	14150	25,5

Bemerkungen

$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$; $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$.

Beispiel.

H = 1,2; Q = 3500; PS = 42; n = 24 für Fabrikbetrieb: $\sqrt{H}$ = **1,095**; Q_1 = **3195**; m = **21,9**; $K = \frac{24}{1{,}2}\sqrt{\frac{42}{1{,}095}} = 20 \cdot 6{,}2 =$ **124** = Serie **D**. D = **2400** mm; b_a = **384** mm Saugrohr in Zement.

$G = G_e = 75 \cdot 2{,}4 \cdot \sqrt{3500} + 2\,(1{,}4 + 42)$, $= 180 \cdot 59 + 87 = 10147 =$ ∽ **10200** kg. Leitschaufelzahl: **24**; Laufschaufelzahl: **29**.

[1] **normale Einheiten nach Tabelle IV.**

Beispiel:

H = 16 m; Q = 5000 l. p. sec. zum Antrieb einer Dynamo mit ca. 325 t. p. m. Saughöhe 3 m.

$PS_e = 16 \cdot 10 \cdot 5 = 800$ PS_e.

$K = \frac{325}{16}\sqrt{\frac{800}{\sqrt{16}}} = 20 \cdot 14{,}14 =$ **287** = Serie G.

*) In dieser Reihe finden wir: $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} = \frac{325}{4} =$ **81** zwischen D = 800 — 900, aber mit Q_1 = 838 — 1060; wir brauchen aber $Q_1 = \frac{5000}{4} = 1250$, dies entspräche Serie H mit D = 900 mm. Wählen wir jetzt statt eines Rades zwei gleichgroße Räder, so hätten wir Q_1 = **625**, n_1 = **81**, entsprechend Serie F mit zwei Rädern à 750 mm Durchm. Wir nehmen demnach eine Duplex-Turbine Serie F mit zwei Rädern, D = **750** mm, b_a = **187,5** mm; Leitschaufeln: **16**; Laufschaufeln **15**; oberer Saugrohr-Durchm. D_s = **805** mm; D_4 = **1350** mm; m = **1740** mm.

$G_e = 1{,}1$ $G_e = 1{,}1 \cdot 250 \cdot 0{,}75 \cdot \sqrt{2500} + 2\,(16 + 800)$, $= 206 \cdot 50 + 1632 = 11932 =$ ∽ **12000** kg.

Digitized by Google

Achsiale Reaktionsturbine.

D_m mm Durchmesser	A		B		C		D		E		F		G		Bemerkungen
	K = 69		87		110		136		168		204		238		
	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	Q_1	n_1	
250	15,4	176	22	183	33,7	190	48,1	196	66,6	206	86,5	220	102	236	$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$; $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$.
300	22	147	31,7	152	48,5	158	69,4	163	96,0	172	124	183	147	197	
400	39,3	110	56,4	114	86,3	118	123	122	170	129	221	137	262	148	
500	61,5	88	88	91,5	135	95	192	98	266	103	245	110	409	118	
600	88,5	73,5	126	76	194	79	277	81,7	384	86	496	91,6	590	98,8	
700	120	63	172	65,4	264	68	377	70	522	73,5	676	78,5	800	84,6	[1] **normale Einheiten nach Tab. III.**
800	157	55	225	57	345	59,5	493	61,3	682	64,5	884	68,8	1045	74	
900	199	49	285	50,7	436	52,8	625	54,5	862	57,2	1115	61	1325	65,8	Beispiel.
1000	**246**	**44**	**352**	**45,6**	**540**	**47,5**	**770**	**49**	**1065**	**51,5**	**1380**	**55**	**1635**	**59,2**[1]	H = 1,4 m; Q = 4700 l. p. sec. n = 38,
1100	288	40	426	41,5	653	43,2	932	44,5	1290	46,8	1670	50	1980	54	$PS_e = 10 \cdot 1,4 \cdot 4,7 = 66$,
1200	354	36,7	507	38	777	39,6	1110	41	1535	43	1985	45,8	2360	49,4	$K = \frac{38}{1,4} \cdot \sqrt{\frac{66}{1,18}} = 27,15 \cdot 7,46 =$
1300	416	33,8	595	35	911	36,6	1300	37,6	1800	39,6	2330	42,3	2760	45,5	**203** = Serie F.
1400	482	31,4	690	32,6	1058	34	1510	35	2085	36,8	2705	39,2	3205	42,3	$\sqrt{H} = 1,18$; $Q = \frac{4700}{1,18} = 3980$.
1500	553	29,3	791	30,4	1215	31,6	1732	32,7	2400	34,4	3105	36,6	3680	39,4	
1600	630	27,5	900	28,5	1380	29,6	1970	30,6	2730	32,2	3530	34,4	4200	37	
1700	710	25,9	1015	26,8	1560	28	2225	28,8	3080	30,3	4000	32,4	4740	34,8	$n_1 = \frac{38}{1,18} = 32,2$ = Serie F; D =
1800	796	24,4	1140	25,4	1750	26,4	2500	27,2	3450	28,6	4465	30,5	5300	32,9	**1700 mm**. Weiter nach Tab. III.
1900	887	23,2	1270	24	1950	25	2780	25,8	3845	27,1	4975	29	5900	31,2	Leitrad: $b_r = 510$, $b_a = 265$ mm;
2000	984	22	1405	22,8	2160	23,8	3080	24,5	4255	25,8	5520	27,4	6550	29,6	Laufrad: $b_r = 510$, $b_a = 265$ mm;
2200	1190	20	1700	20,7	2610	21,6	3725	22,2	5150	23,4	6665	25	7925	26,9	$G_a = 52 \cdot 1,7 \cdot \sqrt{4700} + 1,4 + 66$
2400	1415	18,3	2030	19	3115	19,8	4445	20,4	6140	21,4	7950	22,9	9450	24,6	$= 88,4 \cdot 69 + 68 = 6168 = \sim$
2600	1665	16,9	2380	17,5	3650	18.2	5215	18,8	7200	19,8	9345	21,1	11050	22,8	**6200 kg**.
2800	1928	15,7	2755	16,3	4235	16,9	6040	17,5	8350	18,4	10810	19,6	12800	21,1	
3000	2215	14,7	3165	15,2	4860	15,8	6925	16,3	9600	17,1	12400	18,3	14700	19,7	

Eiserne Dachbinder

mit Gurtungen aus Z-Eisen.

(Mit Abbildungen, Fig. 361 u. 362.)

Nachdruck verboten.

Eine äußerst günstige Materialausnutzung erzielt Zivilingenieur H. Langert in Hannover bei seinen in Fig. 361 dargestellten eisernen Dachbindern mit Z-Gurtungen, die durch D. R. G.-M. geschützt und zum Patent angemeldet sind.

Die einzelnen Binderstäbe bestehen aus je einem Walzprofil. Zusatzspannungen aus exzentrischen Anschlüssen treten bei voller

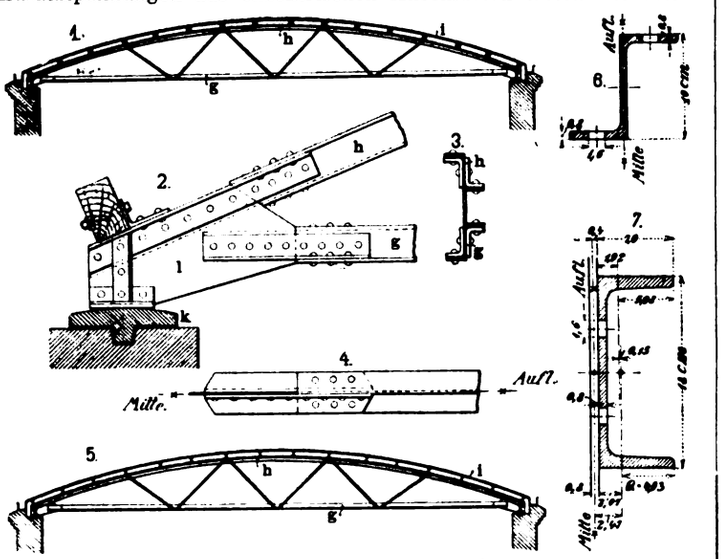


Fig. 361. Z. A.: Eiserne Dachbinder.

Belastung nicht auf. Bei der vorwiegend in Frage kommenden über die ganze Länge gleichmäßig verteilten Belastung sind die Wandglieder spannungslos und die Gurtungen erhalten nur Längskräfte. In den Wandgliedern treten nur bei einseitigen Belastungen verhältnismäßig geringe Spannkräfte auf.

Bei der bisher bekannten Binderform, die den erwähnten Zweck zu erreichen suchte, sind die Gurtungen aus C-Eisen hergestellt. Die Verbindung der C-Eisen an den Auflagern geschieht durch die Bleche, die an den Steg genietet sind. Da die Schwerlinien der C-Eisen nicht mit der Knotenblechmitte zusammenfallen, sind die C-Eisen erheblichen Biegungsspannungen ausgesetzt.

Die Langertsche Anordnung schließt diesen Nachteil vollständig aus. Die Schwerlinien der Z-Eisen und die Knotenblechmitte liegen hier in einer Geraden. Die Z-Eisen g, h sind vor dem Knotenblech 1 abgeschnitten und mit ihm durch je 2 L-Eisen verbunden; im wagerechten Sinne können somit keine Biegungsmomente auftreten. Wie aus der folgenden Vergleichsrechnung hervorgeht, wird bei der neuen Ausführung eine Materialersparnis von ~ 50% erreicht.

Die Spannkraft in einem Untergurtstabe sei + 14 330 kg. Verwendet man zu ihrer Aufnahme Z-NP Nr. 10 (Fig. 361, Skz. 6), so ergibt sich der Querschnitt nach Abzug der Nietlöcher zu:

$$F = 14,5 - 2 \cdot 1,6 \cdot 0,8 = 11,94 \text{ qcm.}$$

Das Z-Eisen erhält eine Beanspruchung von: $\frac{14330}{11,94} = 1200$ kg/qcm.

Nun möge für die gleiche Spannkraft ein C-Eisen nach der alten Konstruktion untersucht werden. Wählt man C-NP Nr. 18 (Fig. 361, Skz. 7), so ist der Querschnitt: $F = 28 - 2 \cdot 1,6 \cdot 0,8 = 25,44$ qcm. Unter Berücksichtigung der Nietlöcher ist der Schwerpunktsabstand $a = (28 \cdot 5,08 - 2 \cdot 1,6 \cdot 0,8 \cdot 6,6) \frac{1}{25,44} = 4,93$ cm, das Trägheitsmoment $I = 114 + 28 \cdot 0,15^2 - \frac{2 \cdot 1,6 \cdot 0,8^3}{3,12} - 2 \cdot 1,6 \cdot 0,8 \cdot 1,67^2 = 107,35$ cm⁴, das Widerstandsmoment $W = \frac{107,35}{2,07} = 52,0$ cm.

Das Biegungsmoment ist: $M = 14330 \cdot 2,47 = 35400$ cmkg und die Materialbeanspruchung:

$$\sigma = \frac{14330}{25,44} + \frac{35400}{52} = 1245 \text{ kg/qcm.}$$

Man erkennt hieraus, daß unter gleichen Voraussetzungen C-NP 18 noch nicht ganz den Effekt wie Z-NP 10 gibt. Nun wiegt

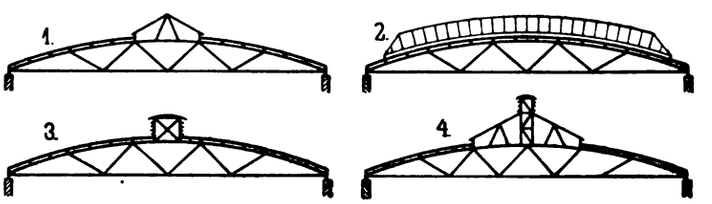


Fig. 362. Z. A.: Eiserne Dachbinder.

aber Z-NP 10 : 11,3 und C-NP 18 : 21 kg/m; somit wird man bei Ausführung des Z-Eisen: 21,8 — 11,3 = 10,5 kg/m sparen oder: $\frac{10,5}{21,8} \cdot 100 \cdot \frac{1245}{1200} = 50$ %.

Die Binder mit Z-Gurtungen bieten außerdem anderen Konstruktionen gegenüber den Vorteil, daß keine Schlitzbildungen vorkommen, die die Unterhaltungsarbeiten (Anstrich) erschweren. Ferner sei noch darauf hingewiesen, daß man bei Hallenbauten die Binderuntergurte, in deren Ebene die Windträger gelegt werden, sehr leicht als Quersteifen des Trägers ausbilden kann.

Die mit den neuen Dachbindern zu erlangenden Ersparnisse wurden durch verschiedene Konkurrenzentwürfe nachgewiesen; sie betrugen z. B. bei einem Werkstattgebäude 48,5% (895 t gegen 1735 t), bei einem Lagerschuppen: 52% (72,7 t gegen 151,8 t) und bei einem Hallendach 53,5% (22,9 t gegen 49,09 t). Die Dachbinder lassen sich ebensogut für Holz- wie für massive Dachdeckungen verwenden und gestatten, wie Fig. 362 zeigt, die beliebige Anordnung von Oberlichtern und Ventilationshauben.

Digitized by Google

Der Eryx-Lastwagen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 55.)

Nachdruck verboten.

Auf Tafel 55 wird eine neue interessante Konstruktion nebst Einzelteilenn eines Lastwagens, nämlich des von der Berliner Motorwagenfabrik G. m. b. H. Reinickendorf-Berlin, ausgeführten Zweizylinder-Eryxwagens veranschaulicht.

Die Achsen sind aus Spezialstahl von großer Zähigkeit hergestellt, so daß ein Bruch ausgeschlossen ist. Die Vorderachse ist als Lenkachse mit zwei, um vertikale, gehärtete Stahlbolzen drehbaren Lenkschenkeln ausgebildet und besitzt rechteckigen Querschnitt. Die Hinterachse ist von rundem Querschnitt und auf 1° gestürzt. Der alle Teile des Wagens tragende Chassisrahmen besteht aus gepreßtem Stahlblech von hoher Festigkeit und ist mittels langer, der zu tragenden Last angepaßter Federn auf den Achsen gelagert.

Der zweizylindrige Eryxmotor (Fig. 1—4 und 6—8) mit 110 mm Bohrung und 130 mm Hub ist ebenso wie der Kühler an drei Punkten aufgehängt. Die Aufhängung des 12—16pferdigen Motors zeigt Fig. 2. Die beiden Tragarme a befinden sich am Schwungradende des Gehäuses, während an der Ventilatorseite des Motors seine Stützung auf der Rahmentraverse durch den Drehzapfen b erfolgt.

Wie Fig. 2 und 4 zeigen, ist der ungewöhnlich große Vergaser leicht zugänglich angeordnet. Sein Inneres ist durch Lösen der kleinen Flügelschraube freizulegen. Das automatische Luftzusatzventil ist in dem auf dem Vergaser sitzenden Dom eingekapselt, wodurch das Eindringen von Straßenstaub verhindert wird. Durch einen bequem zu bedienenden Schieber kann die Temperatur der dem Vergaser zugeführten Luftmenge geregelt werden.

Die Gaszuführung findet durch einen im Innern des Wassermantels laufenden Gaskanal (Fig. 6) statt, der mit den Kammern der auf den Zylindern angebrachten Saugventile in Verbindung steht. Ansaug- und Auspuffventile werden von einer einzigen Nockenwelle gesteuert; deren Antriebräder sind aus gehärtetem Stahl angefertigt und im Motorgehäuse eingekapselt.

Eine mit dem Zylinderpaar verschraubte Zentrifugalpumpe d besorgt die Kühlwasserzuführung; das Pumpengehäuse ist direkt an den Kühlwassermantel angeschlossen. Der Antrieb der Pumpe erfolgt, wie Fig. 4 darstellt, durch die Friktionsscheibe e, die mit der Pumpenwelle durch die kurze, federnde, biegsame Welle e_1 verbunden ist. Der Andruck der Friktionsscheibe geschieht durch die Spiralfeder e_2. Aus den Fig. 6 und 7 ist außerdem zu erkennen, daß die Saugventile h in der Mitte des Zylinderbodens angebracht und in einer Glocke f gelagert sind, in der auch die durch eine Stange geführten Druckhebel befestigt sind. Die warme Vergaserluft wird durch das Rohr k entnommen, das das Auspuffrohr i stützt und die warme Luft durch den hohlen Tragarm quer durch das Gehäuse zum Vergasen weiter leitet. Zur Zündung wird ein Eisemannapparat benutzt. Die automatische Schmierung wird durch die Ölpumpe m betätigt, der das Öl aus dem darüber liegenden Ölbehälter l (Fig. 2) zugeführt wird.

Das Auspuffrohr ist so geformt, daß der Auspuff des zweiten Zylinders injektorartig auf den ersten wirkt, wodurch das bei Motoren mit einem für beide Zylinder gemeinsamen Auspuffrohr vorkommende Übertreten des Auspuffs von einem Zylinder in den anderen und der damit verbundene Kraftverlust vermieden ist.

Die Kühlung des Wassers erfolgt auf einem reichlich bemessenen Streifenkühler, hinter dem ein am Motor befestigter Ventilator angeordnet ist. Dieser ist in seiner Höhenlage verstellbar, um den Antriebsriemen anspannen zu können. Durch Öffnen eines einzigen Hahnes am tiefsten Punkte des Kühlsystems kann der gesamte Wasserinhalt aus Motor, Kühler und Pumpe entleert werden.

Die Pleuelstangen sind aus Stahl geschmiedet und tragen an ihren im Kolben sitzenden Enden gehärtete und geschliffene Stahlbüchsen zur Aufnahme des gehärteten und geschliffenen Kolbenbolzens.

Die Kraftübertragung vom Motor auf das Getriebe wird durch Lederkonus-Kupplung bewirkt, die wie üblich mittels Pedals betätigt wird. Fig. 11 u. 12 zeigen den Einbau des Motors und des Getriebes in das Chassis. Die Friktionskupplung n des Motors ist durch eine Kardanwelle o mit dem Getriebe verbunden. Der Getriebekasten p ist ungeteilt und wird durch eine Deckplatte öldicht abgeschlossen. Fig. 12 stellt einen Schnitt des Getriebes r und der Übersetzung dar. Das Wechselgetriebe ist mit drei Übersetzungen, von denen die höchste direkt eingreift, und einem Rückwärtsgang ausgerüstet. Sämtliche Wellen des Getriebes laufen auf Kugeln. Die Räder sind aus Chromnickelstahl hergestellt, der im Einsatz gehärtet ist. Der Zahnradblock wird auf der vierkantigen Welle g durch einen seitlich am Getriebekasten angebrachten Schieber verstellt, der innen mit einer Rolle zwischen den Zahnrädern versehen ist. Am Getriebekasten ist seitlich noch die durch den Fußtritt zu betätigende Innenbremse angebracht. Das konische Getriebe für die Differentialwelle ist mit im Gehäuse eingebaut, an dessen linker Seite die Differential-Bremsvorrichtung angeordnet ist. Das Getriebe ist an drei Punkten im Rahmen aufgehängt. Um ein Verschieben der Wellenmitten auszuschließen, ist das Getriebe in der Längsrichtung von vorn nach hinten und links am Rahmen aufgehängt, so daß der schädliche Einfluß von Verwindung-schwingungen des Rahmens auf die Wellen möglichst beseitigt wird. Die an der Differentialwelle s zu beiden Seiten befestigten Kettenräder s_1 sind glockenartig ausgebildet, so daß die Kettenlinie in die Laufebene der Kugeln fällt. Die Kettenradachsen sind somit keiner Biegungsbeanspruchung unterworfen, sondern haben lediglich Drehkräfte zu übertragen.

Die auf einer zylindrischen Achse sitzenden Hinterräder sind mit Kettenkränzen auf den Bremstrommeln ausgerüstet. Der Antrieb der Räder geschieht durch Stahlketten von bester Präzisionsarbeit. Die Hinterradbremsen sind gleichen Systems wie die Differentialbremsen, also Innenbackenbremsen.

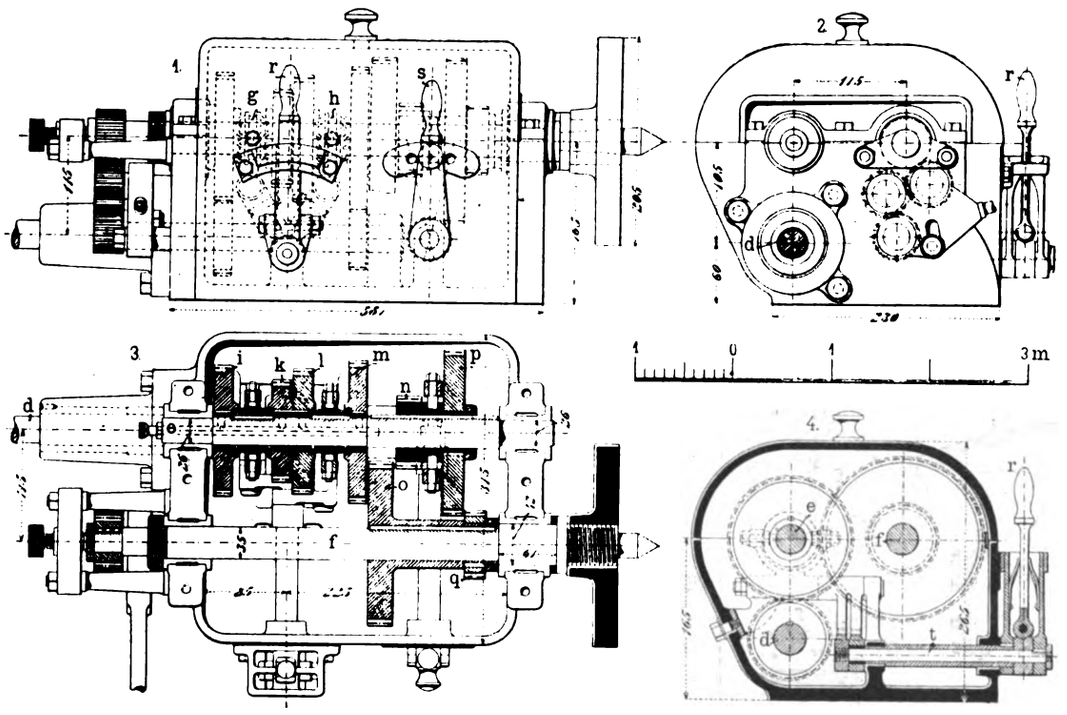


Fig. 363. Z. A.: Spindelstock mit Zahnräder-Wechselgetriebe.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Spindelstock mit Zahnräder-Wechselgetriebe.

(Mit Abbildung, Fig. 363.)

Nachdruck verboten.

Im deutschen Werkzeugmaschinenbau ist das Ruppert-Getriebe der bekannteste Ersatz für den Stufenscheibenantrieb. Als Beweis dafür, daß auch die amerikanischen Fabrikanten bemüht sind, auf dem gleichen Wege den Antrieb der Werkzeugmaschinen zu vervollkommnen, kann der in Fig. 363 dargestellte Spindelstock der Alma Machine Tool Works in Liversedge gelten, der nach „Am. Machinist" zu Leitspindeldrehbänken üblicher Ausführung von 6″ bis 12″ Spitzenhöhe geliefert wird. Ein Elektromotor treibt auf die Welle d, von der aus über die Vorgelegewelle e die Spindel f umgedreht wird. Mittels des Zahnräderwechselgetriebes lassen sich der Spindel acht verschiedene Umdrehungsgeschwindigkeiten erteilen, die durch zwei vorn am Spindelstock vorgesehene und dem Arbeiter bequem zur Hand liegende Hebel r und s angestellt werden. Der Hebel r beherrscht zwei doppelseitige Zahnkupplungen g und h. Mittels g kann eines der beide lose laufenden Zahnräder i und k, mittels h das Rad l oder m mit der Vorgelegewelle gekuppelt werden. Entsprechend der Stellung des Hebels s geht dann der Antrieb über das Zahnräderpaar n, o oder p, q weiter nach der Spindel f. Das ganze Wechselgetriebe ist in ein geschlossenes Gehäuse eingebaut und läuft in einem Ölbad.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 23. Begründet von W. H. Uhland. 5. November 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet.
Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Hochofen-Gebläsemaschine.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 58 und Abbildung, Fig. 364.)

Nachdruck verboten.

Die Riesen unter den Pumpmaschinen sind die Gebläse, die die zum Betriebe der Hochöfen erforderlichen gewaltigen Luftmengen ansaugen und in die Windleitungen drücken. Fig. 1 und 2 der Taf. 58 zeigen in Seitenansicht und Grundriß eine von der Firma A. Borsig, Tegel ausgeführte Hochofen-Gebläsemaschine, die auf dem Borsigwerke in Oberschlesien aufgestellt ist. Sie saugt normal bei 80 Umdrehungen in der Minute 800 cbm atmosphärische Luft an und verdichtet sie auf 0,4 bis 0,5 At Überdruck.

Das dargestellte Gebläse hat zwei Windzylinder, ist also eine sogenannte Zwillingsmaschine. Beide Luftzylinder arbeiten, wie Fig. 364 zeigt, in eine gemeinsame Druckleitung. Zum Antrieb des Gebläses dient eine Verbund-Dampfmaschine, deren Hochdruckzylinder a 780 mm und deren Niederdruckzylinder b 1200 mm Durchmesser hat. Die Windzylinder haben je 1630 mm Durchmesser. Der gemeinsame Hub beträgt 1200 mm. Wie Fig. 2 zeigt, trägt die Hauptwelle zwischen den beiden mit dem Maschinenrahmen verbundenen Kurbellagern das Schwungrad und außen auf jeder Seite eine Stirnkurbel zum Antrieb der Hoch- und Niederdruckseite.

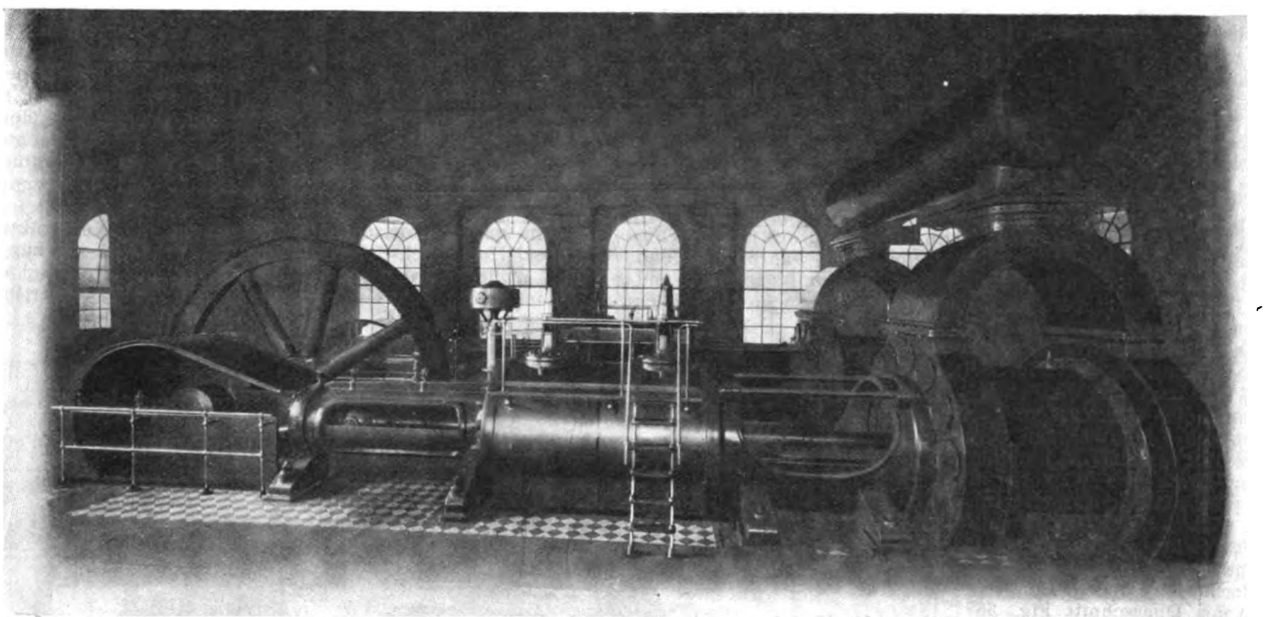


Fig. 364. Z. A.: Hochofen-Gebläsemaschine.

Der Hochdruckdampfzylinder ist mit Präzisionsventilsteuerung, Patent Neuhaus-Hochwald ausgerüstet, die von einem Leistungsregler, System Hartung, beeinflußt wird. Der Niederdruckzylinder hat eine einfache Wälzhebel-Ventilsteuerung. Beide Steuerwellen werden von der Hauptwelle durch Winkelräder angetrieben, die zu beiden Seiten des Schwungrades vorgesehen sind.

Die Verbundmaschine arbeitet zunächst mit einer Admissionsspannung von 6 At Überdruck, kann aber später auch mit höheren Spannungen betrieben werden. Ihre Umdrehungszahlen liegen zwischen 45 und 90; normal arbeitet sie, wie schon erwähnt wurde, mit 80 Umdrehungen in der Minute. Die Maschine ist mit eigener Kondensation versehen und außerdem für Auspuffbetrieb eingerichtet. Die unter Flur gelegene Kondensatorpumpe g_2 wird mittels Winkelhebels g_1 angetrieben, der seine Bewegung mittels Pleuelstange $g\,g_1$ von einer auf der Hauptwelle aufgekeilten Kurbel erhält.

Auf der Niederdruck- wie auf der Hochdruckseite sind die Kolbenstangen der Dampfzylinder durchgeführt und mit den Kolbenstangen der in Tandemanordnung aufgestellten Luftzylinder gekuppelt. Die Kupplungen sind als Gleitschuhe ausgebildet und dienen zur Führung der Stangen zwischen Dampf- und Luftzylinder. Die Kolbenstangen sind dann weiter durch den hinteren Zylinderdeckel des Luftzylinders geführt und werden außerhalb durch einen Kreuzkopf mit einem Gleitschuh getragen, während der vordere Kreuzkopf die übliche Rundführung mit zwei Gleitschuhen hat.

Die beiden doppeltwirkenden Luftzylinder haben auf jeder Kolbenseite je elf Saugventile h und sieben Druckventile i von je 360 qcm freiem Querschnitt. Die Bauart dieser patentierten Ventile ist aus Fig. 3 bis 6 ersichtlich, die Ventile genau gleicher Konstruktion, aber verschiedener Größe zeigen. Das Ventil nach Fig. 4 hat 100 qcm, das nach Fig. 3 hat 380 qcm und das nach Fig. 5 und 6 hat 410 qcm freien Durchgangsquerschnitt.

Der wesentlichste Bestandteil des neuen Ventiles ist die dünne ringförmige Stahlplatte k (vergl. die Fig. 6 auf Taf. 58), die an zwei Armen $l\,l_1$ reibungslos geführt wird und den Abschluß der im Ventilsitze vorgesehenen Durchtrittsöffnungen bildet. Die von dem gleichzeitig als Hubfänger ausgebildeten Federteller n (Fig. 5) gehaltenen Ringfedern m und o geben die zur rechtzeitigen Einleitung des Ventilschlusses erforderliche geringe Belastung. Infolge des sehr kleinen Gewichtes der Ventilplatte und reichlicher Bemessung der Durchtrittsquerschnitte erfährt die durchströmende Luft nur ganz geringen Widerstand, so daß mit diesen Ventilen ausgerüstete Gebläse mit höheren Umlaufzahlen arbeiten können als andere. Ihr Gang bleibt auch bei größter Umdrehungsgeschwindigkeit geräuschlos. Infolge ihres überaus einfachen und doch kräftigen Baues sind die Ventile sehr widerstandsfähig. Eine merkliche Abnutzung während des Betriebes tritt nicht ein, auch ist keine Schmierung erforderlich.

Ihre Anordnung und Befestigung in den Zylindern ist einfach und übersichtlich. Die Ventile bleiben leicht zugänglich und können jederzeit nachgesehen und ausgewechselt werden. Saug- und Druckventile sind bis auf die für den Einbau in den Zylinder erforderlichen Andrehungen am Ventilsitze völlig gleich (vergl. Fig. 4), und deshalb sind im Betriebe nur wenige Ersatzteile vorrätig zu halten.

Bei den Borsigschen Ventilen lassen sich Einheiten bis zu 400 qcm und mehr freiem Durchgangsquerschnitt ausführen, so daß die Windzylinder für gleiche Förderleistung und gleiche Luftgeschwindigkeit mit erheblich weniger Ventilen zu versehen sind als bei anderen Ventilarten. Da die Gebläse außerdem nur geringe schädliche Räume haben, zeigen sie auch sehr hohe volumetrische Wirkungsgrade.

Digitized by Google

Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

(Mit Abbildungen, Fig. 365—368.)

Nachdruck verboten.

Die Entwicklung der Hochdruck-Zentrifugalpumpe wurde durch Anwendung des elektrischen Antriebes begünstigt, der hohe Umdrehungsgeschwindigkeiten und damit leichte und billige Konstruktionen, sowie Verringerung der Abmessungen ermöglichte. Seit man davon absah, die Zentrifugalpumpen nur für geringe Druckhöhen und untergeordnete Zwecke zu verwenden, gelangte die Hochdruck-Zentrifugalpumpe immer mehr zur Geltung. Die Maschinen- und Armaturen-Fabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Rheinpfalz) hat seit einer Reihe von Jahren den Bau von Hochdruck-Zentrifugalpumpen als Spezialität aufgenommen und sie auf Grund ihrer reichen Erfahrungen und Versuche zu großer Vollkommenheit entwickelt, so daß diese Pumpen den weitestgehenden Ansprüchen genügen. Aus Fig. 367 läßt sich erkennen, daß die Zentrifugalpumpe die Umkehrung der Wasserturbine ist. Während bei der Wasserturbine im Laufrad die lebendige Kraft des Wassers in mechanische Arbeit umgesetzt wird, wird im Laufrad der Zentrifugalpumpe dem Wasser lebendige Kraft erteilt und ihm dadurch ermöglicht, die Förderhöhe zu überwinden.

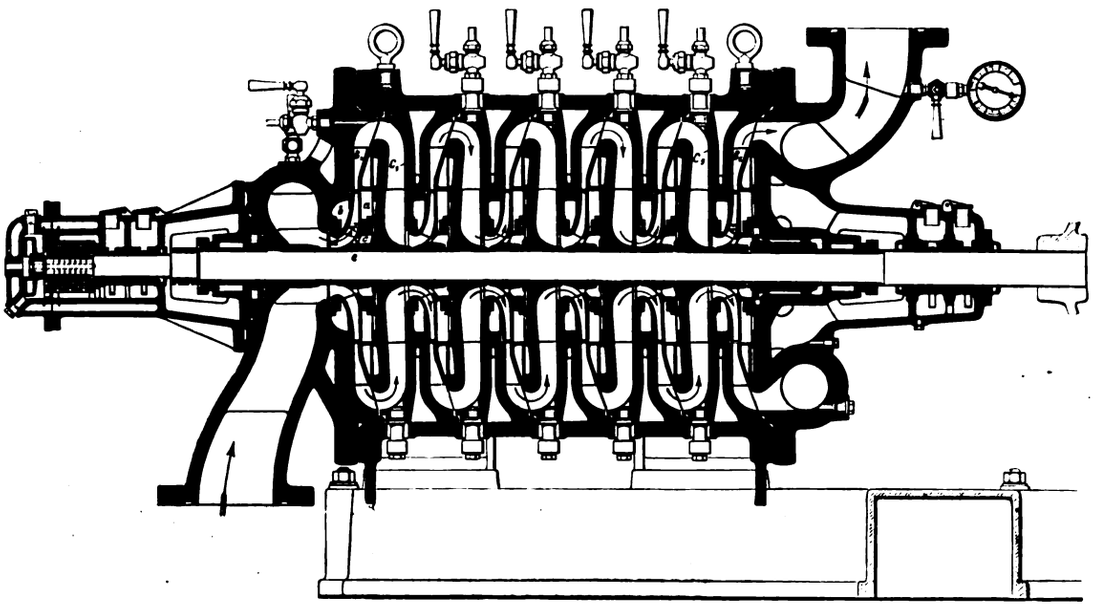


Fig. 365. Z. A.: Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

Wie der Querschnitt Fig. 367 zeigt, rotiert im wassergefüllten Pumpengehäuse das mit kurvenförmigen Kanälen versehene, an beiden Seiten geschlossene Laufrad mit großer Geschwindigkeit. Durch die Zentrifugalkraft wird das Wasser durch die Kanäle getrieben und mit um so größerer Geschwindigkeit ausgestoßen, je größer die Tourenzahl des Laufrades ist. Durch die Saugleitung strömt das Wasser infolge des Atmosphärendruckes auf den Unterwasserspiegel in die freiwerdenden Kanäle gleichmäßig nach. Das aus den Kanälen geschleuderte Wasser tritt bei Hochdruck-Zentrifugalpumpen in das feststehende Leitrad, das wieder aus Kanälen besteht, die in der Richtung des aus dem Laufrad tretenden Wassers angelegt sind. Das ins Leitrad strömende Wasser muß einen Teil seiner Geschwindigkeit in den Leitschaufeln in Druck verwandeln, um beim Eintritt in das Druckrohr die vor ihm stehende Wassersäule vor sich herschieben und in die Druckleitung aufsteigen zu können.

Durch Querschnittserweiterung der Leitkanäle erfolgt die Umsetzung der hohen Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus den Laufradkanälen in Druck. Die Anwendung des Leitschaufelkranzes im Bau von Hochdruck-Zentrifugalpumpen ist eine der wesentlichsten und erfolgreichsten Verbesserungen, so daß mit diesen Pumpen Wirkungsgrade von ca. 75% erreicht wurden.

Die Zentrifugalpumpe findet durch ihren hohen Nutzeffekt und ihre betriebssichere Konstruktion ein großes Anwendungsfeld besonders bei großen Förderhöhen. Um diese zu überwinden, muß der Druck des aus dem Leitrad in das Druckrohr übertretenden Wassers hoch sein. Der hohe Druck wird erreicht durch hohe Geschwindigkeit, also durch große Tourenzahl des Laufrades, und damit ist das Verlangen nach einer raschlaufenden Antriebsmaschine gegeben.

Die Hochdruck-Zentrifugalpumpen werden bis zu den größten Abmessungen für Riemenantrieb wie für Antrieb durch direkt gekuppelte Elektromotoren gebaut und mit horizontaler, für besondere Zwecke auch mit vertikaler Welle und einseitigem Wassereinlauf ausgeführt. Die einstufigen Pumpen werden für kleine Förderhöhen und Wassermengen verwendet. Druckstutzen und Saugstutzen sind bei dieser Ausführung, wie Fig. 368 zeigt, mit je einem Deckel der Pumpe zusammengezogen.

Bei großen Förderhöhen wird die gesamte Druckhöhe unterteilt, um keine zu großen Laufraddurchmesser und keine großen Abmessungen der Pumpen zu erhalten. Man schaltet daher die einzelnen Hochdruck-Zentrifugalpumpen, die für die entsprechenden Teildruckhöhen berechnet sind, hintereinander oder, wie es bei Wasserhaltungen in Bergwerken üblich ist, übereinander oder auch nebeneinander. Das Druckrohr der einen Pumpe wird hierbei an den Saugstutzen der anderen angeschlossen. Nachteilig wirkt bei dieser Anordnung neben großem Raumbedarf die Kompliziertheit und Unübersichtlichkeit der Anlage.

Ein großer Fortschritt wurde durch die Konstruktion mehrstufiger Hochdruck-Zentrifugalpumpen erlangt, die zur Überwindung großer Förderhöhen dienen. Fig. 366 veranschaulicht die Wirkungsweise einer sechsstufigen Hochdruck-Zentrifugalpumpe.

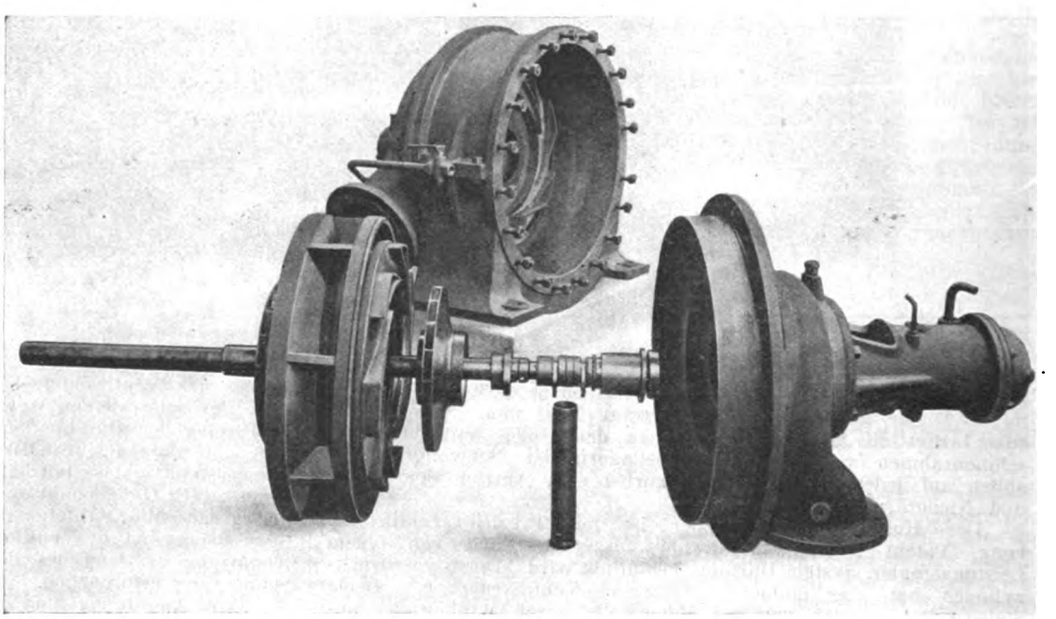


Fig. 366. Z. A.: Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

Das durch Atmosphärendruck in der Saugleitung aufsteigende Wasser gelangt in das Laufrad A_1 der ersten Stufe und erhält durch seine Rotation dort eine bestimmte Geschwindigkeit, die in dem anschließenden Leitrad B_1 teilweise in Druck umgewandelt wird. Durch das ringförmige Stück C_1 wird das Wasser dem Laufrad der zweiten Stufe zugeführt. Unter steigender Druckzunahme wiederholt sich in den anderen Stufen derselbe Vorgang, bis es aus dem Leitrad B_6 der letzten Stufe mit dem der Förderhöhe entsprechenden Druck in das Druckrohr gelangt.

Die Laufräder sind an beiden Seiten geschlossen, die Leiträder an der den Zwischenstücken gegenüberliegenden Seite offen. Die Entlastung der Welle von dem nach der Saugseite hin auftretenden Achsialschub geschieht dadurch, daß jedes Laufrad für sich entlastet

Digitized by Google

wird. Hierzu dienen die zwischen dem Laufrad liegenden, aus dem Kranzspalt mit Wasser gefüllten Kammern a und b, die durch Schleifringe abgedichtet sind. Die in die abgeschlossenen Kammern hineinragenden Seitenwände des Laufrades sind gleich groß, und die auf ihnen lastenden Drucke heben sich demnach auf. Ebenso ist in den Räumen c—d innerhalb der Schleifringe das Auftreten eines Achsialschubes durch die Bohrung e vermieden, wodurch

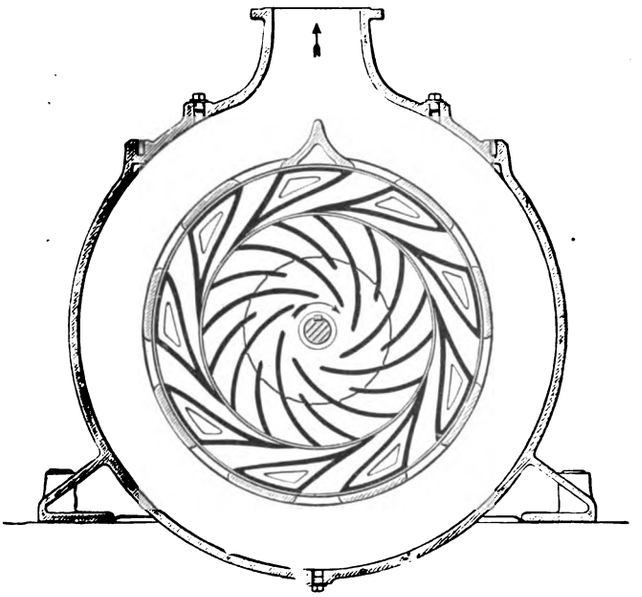


Fig. 367. Z. A.: Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

die beiden Räume unter gleichem Druck stehen. Die Pumpen sind auf der Saugseite mit einem reichlich bemessenen Kammlager als Sicherung gegen seitliche Verschiebung, auf der Antriebsseite mit einem Ringschmierlager ausgeführt und werden durch Wasser aus dem Druckraum gekühlt.

In verhältnismäßig kurzer Zeit haben sich die Hochdruck-Zentrifugalpumpen infolge ihrer mannigfaltigen Vorzüge ein großes Verwendungsfeld erschlossen. Ihre hohen Umdrehungszahlen fordern kleinere Abmessungen und geringen Raumbedarf; sie können ein Hochreservoir entbehrlich, wodurch die Anlagekosten entsprechend geringer werden.

Vielfache Verwendung, hauptsächlich für Wasserhaltungsanlagen in Bergwerken, finden die Hochdruck-Zentrifugalpumpen wegen ihrer anspruchslosen Wartung, ihres geringen Raumbedarfes, ihrer leichten Transportfähigkeit und der bequemen Kraftzuführung durch Kabel. Fig. 365 stellt im Quer- und Längsschnitt die von der genannten Firma ausgeführte Wasserhaltung für die Grube Altenwald, Kgl. Berginspektion V, Sulzbach, dar. In der Maschinenkammer ist eine 12 stufige Hochdruck-Zentrifugalpumpe montiert. Auf einem gemeinsamen Fundament sind direkt mit dem Elektromotor c zu beiden Seiten die beiden sechsstufigen Hochdruck-Zentrifugalpumpen gekuppelt, die hintereinander auf Druck geschaltet sind. Sie fördern stündlich 120 cbm Grubenwasser auf 430 m Höhe. Die Pumpe b saugt das Wasser an, führt es mit Druck zur Pumpe a, die es mit dem nötigen Druck in die Druckleitung und Steigleitung fördert. Wie aus dem Querschnitt der Maschinenkammer ersichtlich wird, ist bereits Vorkehrung getroffen, noch ein zweites Maschinenaggregat auf der anderen Seite aufstellen zu können.

Kugelgelenk-Kompensatoren.

(Mit Abbildungen, Fig. 369—371.)

Nachdruck verboten.

Unter den verschiedenen Kompensationseinrichtungen, die die Längenausdehnung der Rohrleitungen aufnehmen sollen, haben die Kugelgelenk-Kompensatoren den Vorteil, daß sie schon auf geringe Kraftäußerung reagieren, und daß deshalb weniger Festpunkte in der Leitung erforderlich sind. Da an den Widerstand und die Aufnahmefähigkeit der Kompensatoren wechselnde Anforderungen gestellt werden, so hat die Firma Franz Seiffert & Co. Aktien-Gesellschaft in Berlin verschiedene durch Patente und Gebrauchsmuster geschützte Kompensator-Konstruktionen ausgeführt, deren Auswahl im allgemeinen darnach zu erfolgen hat, ob und in welcher Anzahl feste Punkte in der Rohrleitung zu ermöglichen sind, und wieviel die Ausdehnung zwischen zwei festen Punkten beträgt.

Den geringsten Widerstand leistet der in Fig. 370 dargestellte entlastete Kugelgelenk-Kompensator, der bei kurzer Baulänge große Ausdehnungen aufnimmt. Er ist also dort anzuwenden, wo sich feste Punkte in der Rohrleitung nur schwer schaffen lassen. Die Bewegung geschieht um die Leitungsachse drehend, also ähnlich wie bei einem Hahn; doch wird außer der achsialen auch eine Drehung nach jeder anderen Richtung er-

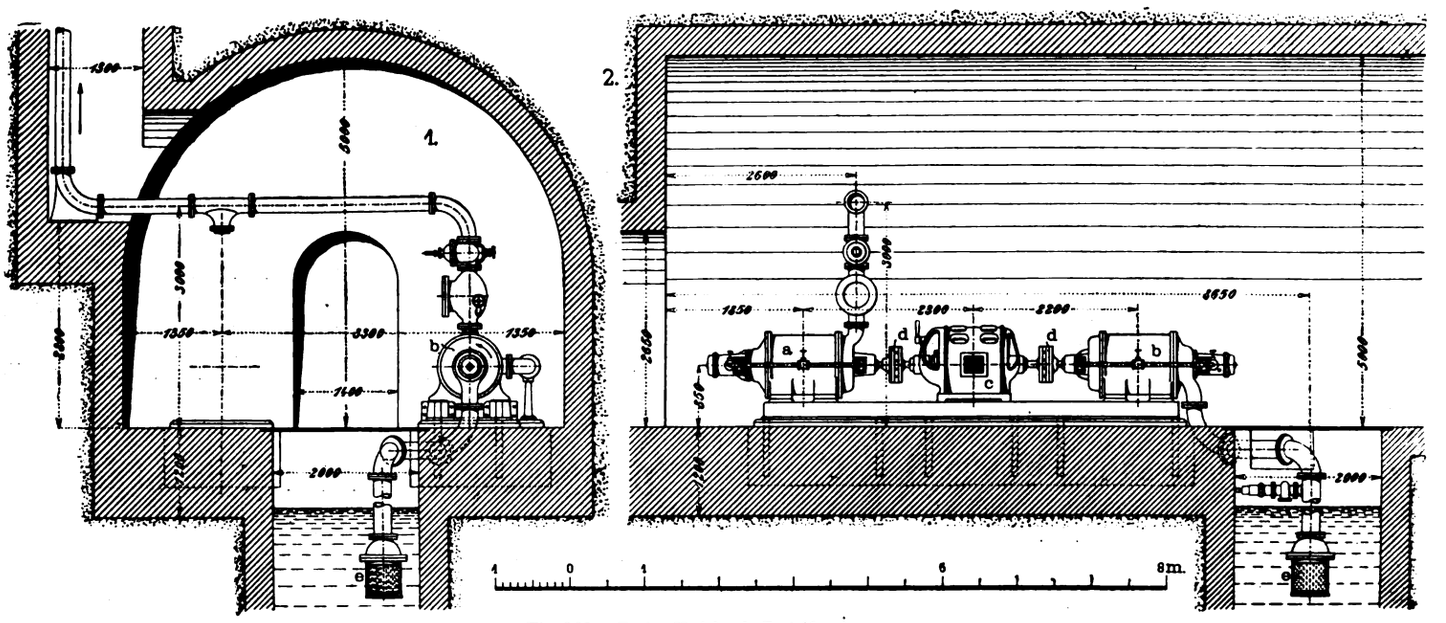


Fig. 368. Z. A.: Hochdruck-Zentrifugalpumpen.

direkt mit raschlaufenden Antriebsmotoren gekuppelt werden, wodurch kraftverzehrende Zwischenübersetzungen vermieden werden. Da sie keine Ventile besitzen, ist ihr Betrieb einfach und sicher; sie bedürfen keiner Wartung außer zur Schmierung der Lager und können in beliebiger Entfernung von der Zentrale aufgestellt, von dort aus ein- und ausgeschaltet werden.

Die Wasserlieferung erfolgt gleichmäßig und stoßfrei; Windkessel wie bei Kolbenpumpen sind entbehrlich. Infolge der gleichmäßigen Förderung treten keine schädlichen Drucksteigerungen auf; sogar das Schließen eines Schiebers in der Druckleitung ist gefahrlos, da die Pumpen infolge ihrer festgelegten Tourenzahl nur den dieser entsprechenden Druck erzeugen können. Sie eignen sich auch zur Wasserförderung in geschlossene Leitungsnetze und machen möglicht. Ein Stahlgußkrümmer trägt an seinem kurzen Schenkel einen Kugelkörper aus Nickelbronze, der dampfdicht in dem anschließenden Stutzen eingeschliffen ist. Ein mit dem Kugelstutzen verbundenes, federnd gestütztes Widerlager nimmt den im Krümmer herrschenden Dampfdruck auf. Die glasharte Stahlplatte des Widerlagers hat denselben Kugelradius wie der Kugelkörper, wodurch eben außer der achsialen Drehung um die Mittellinie des Gehäuses auch Abweichungen nach jeder beliebigen Richtung hin statthaft sind. Das Widerlager liegt vollständig außerhalb des Dampfes und wird von der ihn allseitig umgebenden Luft gekühlt, so daß eine wirksame Schmierung möglich ist, auch wenn die Leitung noch überhitzten Dampf führt.

Der in Fig. 369 veranschaulichte selbstdichtende Kom-

Digitized by Google

pensator vermag je nach der zwischen den Gelenken gegebenen Länge jede beliebige Längenveränderung aufzunehmen. Bei seiner Verbindung sind jedoch feste Punkte in der Rohrleitung vorzusehen, weil durch den Dampfdruck ein Aufeinanderpressen der Dichtflächen erfolgt und demzufolge ein geringer Kraftaufwand für die Bewegung der Gelenke erforderlich wird. An den an seinem Ende zur Aufnahme des Kugelgelenkes erweiterten Krümmer schließt sich ein Stutzen oder Gehäuse an, das innen mit einer genau geschliffenen Kugelfläche versehen ist. Durch den inneren Dampfdruck wird an diese Kugelfläche ein auf dem Rohrende bundartig befestigtes Kugelsegment aus Nickelbronze dauernd gleichmäßig angepreßt. Dauerndes Dichthalten ist gewährleistet, da das Kugelsegment in das Widerlager sorgfältig eingeschliffen ist. Das durch das Widerlager hindurchgeführte Rohr pendelt um den Kugelmittelpunkt und hat genügend Spielraum, um sich nach allen Seiten hin frei bewegen zu können. Beim Abstellen des Dampfes wird durch die unvermeidliche Kondensation ein Vakuum in der Leitung entstehen, wodurch das Bestreben auftritt, die dichtenden Kugelflächen voneinander abzuheben. Da jedoch ein zuverlässig dichtendes Anliegen der eingeschliffenen Dichtflächen erwünscht ist, um Staub und Schmutz von ihnen fern zu halten, sind zwei gleichfalls in Kugelflächen gelagerte Federstützen angebracht, die das Rohr mit der Kugel stets gleichmäßig an die eingeschliffene Fläche des Widerlagers drücken. Die Aufnahmefähigkeit des Kompensators wird durch die Länge des verstärkten Rohres zwischen den beiden Nickel-Kugelkörpern bedingt, das sich bei der Ausdehnung der Rohrleitung schräg einstellt, während die Flanschen ihre ursprüngliche Lage beibehalten. Die Apparate sind derart konstruiert, daß bei 1 m Länge des Zwischenrohres 100 mm von der Ausdehnung der Rohrleitung aufgenommen werden.

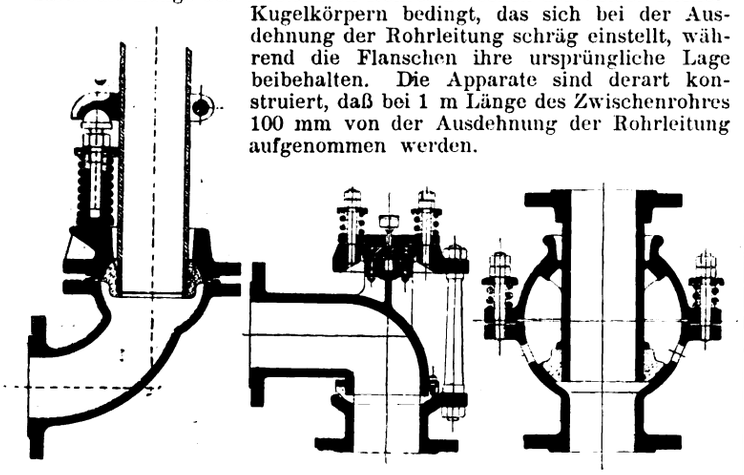


Fig. 369. *Fig. 370.* *Fig. 371.*

Fig. 369—371. Z. A.: Kugelgelenk-Kompensatoren.

In gleicher Weise wie bei den entlasteten Kugelgelenk-Kompensatoren wird bei dem in Fig. 371 dargestellten entlasteten Durchgangs-Kompensator die Ausdehnung der Rohrleitung durch Drehung eines Stahlrohres um den Kugelmittelpunkt des Widerlagers aufgenommen. Das Druckmittel passiert jedoch den Apparat in gerader Richtunng, und das Gelenkstück wird in der Regel mit einem zweiten Gelenk einer der anderen Typen zu einem Kompensator zu verbinden sein. Das Stahlgußrohr mit aufgeschraubtem Stahlgußflansch und Kugelwiderlager trägt einen Kugelkörper aus Nickelbronze, der dampfdicht in die eine Stahlgußgehäusehälfte eingeschliffen ist. Der im Rohr herrschende achsiale Dampfdruck wird von dem am Rohr angebrachten Widerlager aufgenommen, so daß die Dichtflächen entlastet sind. Der Durchgangs-Kompensator hat auch noch die Vorteile, daß er sehr leicht nachgibt und keine Stopfbüchse besitzt.

Rohrbruchventil „System Seidel".

(Mit Abbildung, Fig. 372.)

Nachdruck verboten.

Die Anwendung hoher Drucke in der Dampfmaschine und die mit dem Ausströmen des heißen Dampfes verbundene große Gefahr für die Maschinisten und Heizer hat schon vor langem zu Sicherungsmaßnahmen gegen die Folgen eines plötzlichen Rohrbruches geführt. So entstand das sogenannte Rohrbruchventil, das wir heute in einer großen Anzahl Einzelformen verwenden, von denen die praktisch wertvolleren an dieser Stelle bereits besprochen wurden. Ihnen gesellt sich nun in dem Rohrbruchventil System Seidel von Weinmann & Lange, Eisen- und Metallgießerei, Maschinen- und Dampfkessel-Armaturen-Fabrik, Bahnhof Gleiwitz, O.-S. ein neuer Typ zu, der hauptsächlich aus dem Grunde Beachtung verdient, weil das Ventil ohne besondere technische Schwierigkeiten als einfaches und doppeltes, also von beiden Seiten wirkend ausgeführt werden kann. Das doppelte Ventil nämlich hat vor dem einfachen den Vorteil, daß es gleichgültig ist, auf welcher Seite ein Rohrbruch erfolgte. Das Ventil schließt immer, während das einfache nur schließt, wenn ein Rohrbruch hinter ihm erfolgte.

Die Konstruktion des Ventiles ermöglicht seinen Einbau in jeder Lage. Das in Rohrform ausgeführte Ventil beansprucht nur wenig Raum und ist auch für sogen. „Fernschluß" verwendbar, da man es mechanisch oder elektrisch betätigen kann.

Die Wirkungsweise des Ventiles erklärt sich am einfachsten, wenn man ein solches mit einseitigem Schluß zugrunde legt, indem man sich die rechte Seite der Fig. Fig. 372 fort denkt. Da tritt der Dampf vom Ventilkegel A aus ein und teilt sich in zwei Ströme; der eine geht zwischen den Kegeln A und D durch den Durchgang H, der andere zwischen dem Kegel D und dem Ventilgehäuse I durch die Kanäle U K L. Vereinigt treten beide Ströme am linken Ende aus dem Ventil aus.

Bei Rohrbruch tritt hinter dem Ventil eine Druckverminderung ein, und die Dampfgeschwindigkeit erhöht sich. Dadurch wird der Kegel A, der verschiebbar auf der Spindel B sitzt, veranlaßt, sich zu bewegen, wobei der Widerstand der Feder C zu überwinden ist und diese selbst gespannt wird. Am Ende der Bewegung schließt der Kegel A gegen den Zylinderkegel D den Dampfdurchlaß ab, was eine Erhöhung der Geschwindigkeit in den Kanälen U K L mit sich bringt. Der Zylinderkegel D wird mitgerissen und legt sich schließlich gegen das Gehäuse J an, das Ventil vollständig schließend. Vor Hubende sperrt, wie man sieht, der Kegel D auch die Kanäle K L beiderseits ab, infolgedessen wird das darin eingeschlossene Dampfvolumen komprimiert und so der andernfalls unausbleibliche Schlag vermieden.

Durch das Hebelsystem E F wird die Bewegung des Kegels D auf ein Gewicht G übertragen, das einer allzugroßen Empfindlichkeit des Ventils entgegenwirkt.

Soll nach dem Rohrbruche das Ventil wieder geöffnet werden, so zieht man mittels der Hebel F E die Spindel B soweit zurück, bis die in ihr angeordneten Umführungskanäle vom Kegel A freigegeben und die Kegel selbst durch den Übertritt des Dampfes entlastet sind. Die Federn C und N bringen die Kegel A und D

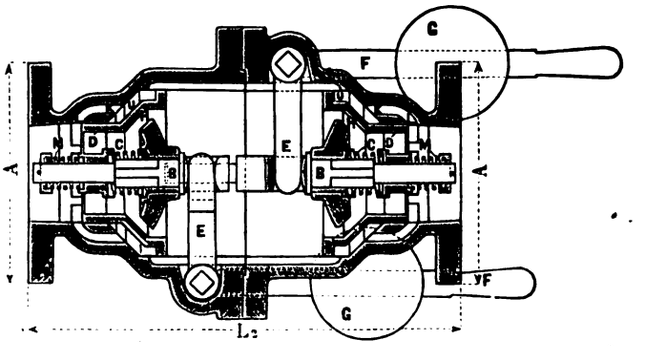


Fig. 372. Z. A.: Rohrbruchventil „System Seidel".

schließlich wieder in ihre ursprüngliche Lage zurück. Aus der Hebelstellung kann man übrigens die Betriebslage des Ventils jederzeit erkennen.

Das Doppelschlußventil Fig. 372 funktioniert genau wie das Einsitzventil, nur ist es bei ihm gleich, auf welcher Seite der Dampf in das Ventil eintritt.

Aus vorstehendem ist ersichtlich, daß man infolge der verhältnismäßig einfachen konstruktiven Ausführung unter allen Umständen auf sicheres Funktionieren rechnen darf. Auch läßt sich durch Verschieben des Gewichts am Hebel der Grad der Empfindlichkeit einer bestimmten Dampfgeschwindigkeit entsprechend von außen einstellen. Der Schluß des Ventiles erfolgt stoßfrei, da der schließende Kegel den Dampf zusammenzupressen, eine Feder zu spannen und ein Gewicht zu heben hat, also ziemlich bedeutende Arbeit leisten muß, die seine Energie aufzehrt. Die Leitung selbst erleidet dabei keine Erschütterung.

Drehkolbenpumpe mit Ausgleichkanälen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 56 und Abbildungen, Fig. 373—376.)

Nachdruck verboten.

Die allgemeinen Vorzüge der Drehkolbenpumpen sind ihr verhältnismäßig geringer Anschaffungspreis, ihre niedrigen Betriebskosten und ihre große Betriebssicherheit. Sollen aber diese Pumpen auch hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit den höchsten Anforderungen genügen, so müssen die inneren Einrichtungen möglichst genau den Gesetzen der Flüssigkeitsbewegung entsprechen. Beim Saugen sind Störungen der vom Luftdruck stetig bewegten Flüssigkeitssäule zu vermeiden, die angesaugte Flüssigkeit ist ohne Geschwindigkeitsänderung durch die Pumpe zu fördern und auf der Druckseite ohne Stöße in stetigem Strome fortzudrücken.

Eine äußerst glückliche Lösung dieser Aufgaben bedeuten die Konstruktionen (D. R.-P. 86 889, 108 969 und 120 328) des Ingenieurs F. H. E. Lehmann in Eilenburg, Prov. Sachsen. Die in Fig. 374, Skz. 1 u. 2 im Querschnitt veranschaulichte Lehmann-Pumpe hat keine inneren Teile, die sich wie Walzen aufeinander abrollen, oder wie Zahnräder abwickeln oder nur mit Linien gegeneinander abdichten. Sie vermeidet also die Übelstände der gekennzeichneten Systeme, daß nämlich in den Flüssigkeiten

Digitized by Google

vorhandene Verunreinigungen eingeklemmt werden und Brüche hervorrufen. Die inneren Teile, die Flügel oder Kolben, sitzen fest auf Stahlachsen w w_1, auch die Steuerwalze g hat eine solche w_1 und keine angegossenen Zapfen. Die Kolben gehen an jeder Stelle mit großen Spielräumen aneinander vorbei und dichten ausschließlich mit breiten, sauber gedrehten Flächen gegen die Zylinderwandungen, während bei anderen ähnlichen Konstruktionen die inneren Teile, wenn auch nicht in ganzer Länge, sich aufeinander abwickeln. Nur der angetriebene Arbeitskolben h besorgt die Flüssigkeitsförderung. Der zweite, mittels genau gefräster Leiträder bewegte Steuerkörper g trennt nach Art eines Rundschiebers ohne wesentlichen Kraftverbrauch Saug- und Druckseite und steuert die Bewegung des sich stetig drehenden Arbeitskolbens h. Die Zähne h_1 des Arbeitskolbens h treten nacheinander in die Kammern k_1 der Steuerwalze g ein. Beim Austritt des Zahnes aus der Kammer wird solange

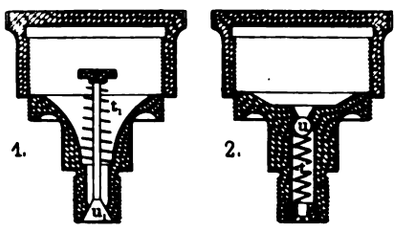


Fig. 373.

Flüssigkeit aus der Saugleitung S angesaugt, bis der nächste Zahn oder Kolben h_1 die Saugseite abschließt. Die zwischen den einzelnen Kolben eingeschlossene Flüssigkeitsmenge wird dann nach der Druckseite geschafft. Bei jeder Umdrehung der Pumpe wiederholt sich dieser Vorgang so oft, als Kolben h_1 vorhanden sind.

Von größter Bedeutung für die Leistungsfähigkeit solcher Kolbenpumpen ist nun aber die Steuerung. Sie soll so geschehen, daß die Flüssigkeit stoßfrei in die Pumpe eintritt, sie stoßfrei durchfließt und wieder verläßt. Nur so ist der höchste Nutzeffekt bei richtigem Gange zu gewinnen. Bei der Lehmann-Pumpe ist durch sogenannte Umströmkanäle y_1 oder -Aussparungen y_2 den beim Eintreten der Kolben in die Kammer k_1 und bei ihrem Austritt auftretenden Stößen vorgebeugt. Überhaupt sind alle Stauungen und Beschleunigungen der Saug- und Druckwassersäule dadurch vermieden, daß für die Flüssigkeit an allen Stellen, wo Störungen der stetig bewegten Flüssigkeitssäulen eintreten, rechtzeitig genügende Querschnitte vorhanden sind und die Flüssigkeit die Arbeitskolben durch Umströmkanäle y_1 und Umströmaussparungen y_2 umströmt. Die Umströmkanäle sind durch Durchbrechungen, die Umströmaussparungen durch Abschneiden des in den Innenraum des Kapselgehäuses hineinragenden zylindrischen Vorsprunges y erhalten, der mit dem äußeren Zylindermantel a_1 den Arbeitsraum der Kolben h_1 bildet. Die Umströmungsvorrichtungen haben aber noch einen anderen bedeutenden Vorteil. In der gegen die Druckseite abgeschlossenen Kammer k_1 (Fig. 374, Skz. 1) befindet sich das zu fördernde Medium unter Druckspannung. Tritt nun diese Kammer plötzlich mit der Saugseite in Verbindung, so expandiert die mit eingeschlossene Luft — kaltes Wasser selbst enthält ca. $^1/_{20}$ seines Volumens Luft — und vermindert die Saugleistung und damit den manometrischen Nutzeffekt der Pumpe. Bei der Lehmann-Pumpe kann dagegen die betreffende Kammer vorher mit den Räumen zwischen den einzelnen Kolben h_1 in Verbindung treten und ein Druckausgleich zwischen den als schädlichen Räumen wirkenden Kammern und den Zwischenräumen der einzelnen Ar-

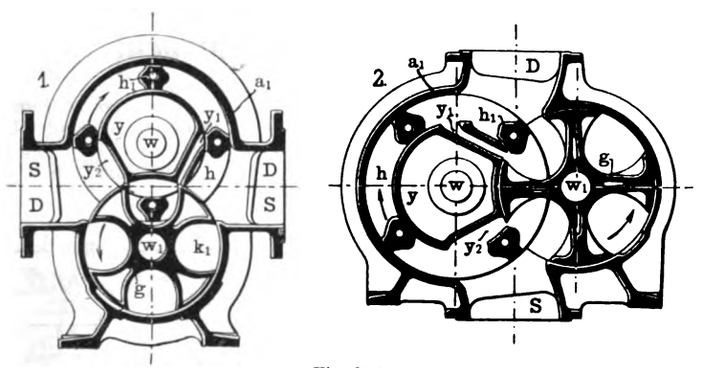


Fig. 374.

beitskolben stattfinden. Wenn dann die Kammer nach der Saugseite öffnet, ist darin nur geringer Druck vorhanden, und die Saugwirkung der Pumpe wird nicht beeinträchtigt. Die Steuerwalze regelt die Umströmungen, indem die Kanäle y_1 zur rechten Zeit freigegeben werden (Fig. 374, Skz. 2).

Die in Fig. 374, Skz. 1 veranschaulichte stehende Pumpe kann nach beiden Seiten umlaufen, also je nach den gegebenen Bedingungen rechts wie links saugen. Die durch Fig. 374, Skz. 1 und die Zeichnungen auf Taf. 56 dargestellte liegende Pumpe muß dagegen in der in Fig. 2 eingetragenen Pfeilrichtung umlaufen; der untere Stutzen f_2 ist also Saugstutzen, der obere f_1 Druckstutzen. Wie die Gesamtansicht der Pumpe in Fig. 1 zeigt, findet der Antrieb mittels Fest- und Losscheibe statt. Von der Welle c aus wird mittels genau gefräster Leiträder d_1, d_2 (Fig. 20 bis 23) die Welle der Steuerwalze umgedreht. Die Steuerwalze läuft im Teile e_1, der Arbeitskolben im Teile e_2 des gemeinsamen Gehäuses e um, das die Fig. 5 und 6 im Längs- und Querschnitt zeigen. Fig. 7 ist eine Ansicht von unten. Fig. 2 und 10 geben Ansichten von der Deckelseite, auf denen man Druckentlastungskanäle i erkennt, die dazu dienen, den Steuerkolben von dem auf ihn wirkenden Drucke zu entlasten, so daß alle arbeitenden Teile möglichst nur auf Drehung beansprucht werden. Die Überströmkanäle und Überströmaussparungen sind aus Fig. 9 zu ersehen. Die Steuerwalze ist in Fig. 3 und 4, der Arbeitskolben in Fig. 14 und 15, ein einzelner Zahn h_1 in Fig. 29 dargestellt. Mit besonderer Sorgfalt sind auch die reichlich lang bemessenen Lager (Fig. 26 bis 28 und Fig. 31 bis 34) und Stopfbüchsen (Fig. 11 bis 13) ausgeführt, um Betriebssicherheit und geringsten Kraftverbrauch zu gewährleisten.

Auf die Schmierung der an den Deckeln (Fig. 10 bis 12) sitzenden Grundbüchsen ist mit das Hauptaugenmerk zu richten. Da an diesen Stellen nur Starrschmiere verwendet werden kann, so pflegte man früher einfache sogen. Stauffer-büchsen zu verwenden. Hierbei trat jedoch der Übelstand zutage, daß, wenn die Pumpe unter Druck stand, sowie im Betriebe an ein Nachfüllen der

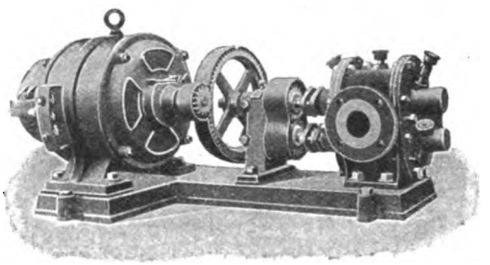


Fig. 375.

Büchsen nicht zu denken war, weil der Wasserdruck das Fett herausdrückte und ein Aufschrauben des Deckels verhinderte. Um nun teure Absperrhähne zu vermeiden, ließ sich E. Lehmann die in Fig. 373 veranschaulichte Büchse schützen, nämlich die Anwendung eines durch Zug- oder Druckfeder (t_1 oder t) betätigten Rückschlagventils bei Fettschmierbüchsen zum Schmieren der unter Druck stehenden Schmierstellen. Diese Rückschlagventilanordnung hat bei den Schmierbüchsen der Turbinenpumpen später ausgedehnte Anwendung gefunden. Das Ventilchen kann Kegel- oder Kugelform (u_1 oder u) haben. Die Lager selbst sind bei der auf Tafel 56 dargestellten Pumpe auf besonderen Wunsch des Empfängers mit Tropfölern und Fettschmierbüchsen ausgeführt, und zwar sitzen die Öler oben, die Büchsen an der unteren Schale (Fig. 33 u. 34); für gewöhnlich jedoch erhalten die Lager Ringschmierung. Bei Pumpen, die wenig Wartung haben, ist die Patentschmierung — Keystone Henke — zu empfehlen, da solche Lager, wenn sie einmal gefüllt sind, 6 Monate und länger aushalten. Fig. 376 bringt die Abbildung einer Pumpe nach Taf. 56, deren Leistung ~ 8800 l in der Minute beträgt. Kraftverbrauchsmessungen während des regelmäßigen Betriebes ergaben unter anderen für diese Pumpen einen dynamischen Wirkungsgrad von 65—72%, selbst bei ~ 5.200 m Saughöhe und 3.600 m Druckhöhe. Die Fig. 375 zeigt eine Pumpe stehender Anordnung für direkten Elektromotorbetrieb, die besonders zur Ver-

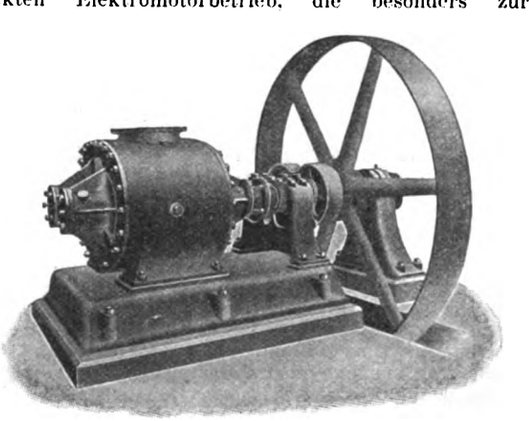


Fig. 376.

Fig. 373—376. Z. A.: Drehkolbenpumpe mit Ausgleichkanälen.

sorgung von Einzelhäusern, Villen, Gutshöfen usw. dient. Für chemische Fabriken, Zuckerfabriken usw. wird die direkte Kupplung mit einer Dampfmaschine vorgezogen. Die Lehmann-Pumpen werden gegenwärtig in Deutschland von der Firma Beige & Künzli, G. m. b. H., Taucha-Leipzig, in Österreich von der K. K. priv. Maschinenfabrik R. Czermack, Teplitz, gebaut. Sie haben sich in verschiedener Ausführung hundertfach bewährt. Ihrem Verwendungszwecke entsprechend werden sie aus Gußeisen, Bronze, Nickel, Hartblei oder Hartgummi hergestellt und zwar für Leistungen von ca. 10—30 000 l in der Minute. Sie lassen sich direkt als Feuerspritzen verwenden und eignen sich gleich vorzüglich zum Heben von dünnen wie dicken Flüssigkeiten, insbesondere aber für Kondensations- und Kühlanlagen sowie für Färbe- und Bleichapparate.

Digitized by Google

Atlas-Pumpe „Erreicht".

(Mit Abbildung, Fig. 377.)

Nachdruck verboten.

Eine billige und dauerhafte, doppelt wirkende Saug- und Druckpumpe ist die neue Atlas-Pumpe „Erreicht" von Emil Engelmann, Atlas-Pumpen-Fabrik in Cöpenick b. Berlin. Die Pumpe kann auf dem Fußboden stehend oder an der Wand montiert werden und läßt sich für jede Betriebsart verwenden, also für Hand- und Maschinenbetrieb, sowie für direkten Elektromotorantrieb mit angebautem Vorgelege. Die Drehrichtung kann rechts oder links erfolgen, auch abwechselnd rechts und links. Die Schnittbilder der Pumpe in Fig. 377 zeigen ihre einfache Bauweise. In dem doppelzylindrigen Gehäuse a werden die beiden Kolben b von der oben liegenden Welle mittels Exzenter i und Exzenterstangen h auf- und abbewegt. Die Saugklappenventile c

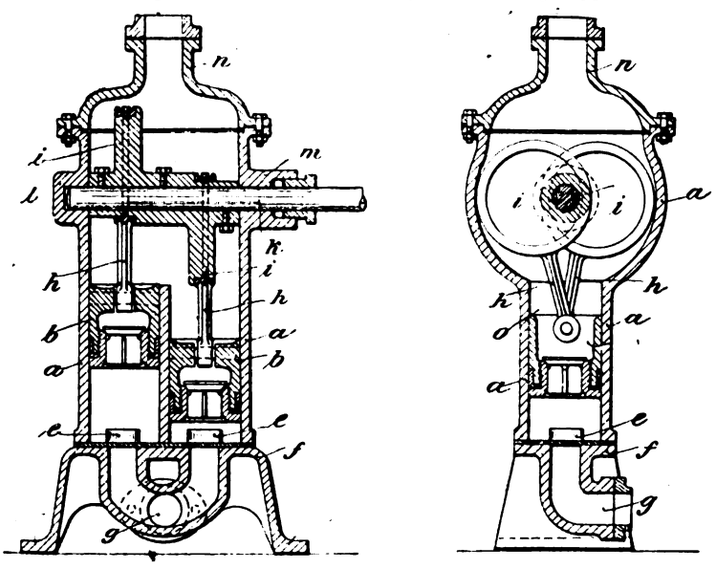


Fig. 377. Z. A.: Atlas-Pumpe „Erreicht".

liegen auf dem Fuße f der Pumpe. Diese kann leicht an Ort und Stelle repariert werden. Um den Kolben herauszunehmen, schraubt man den Deckel n ab, löst die drei Kopfschrauben am Exzenter i, zieht die Welle seitlich heraus und kann nachher Exzenter und Kolben nach oben herausheben. Sollen die Saugventile nachgesehen werden, so schraubt man die Pumpe am Saugstutzen auseinander. Eingangstutzen und Ausgangsstutzen können auch gegenüberstehend montiert werden. Die Atlas-Pumpe „Erreicht" wird in neun Größen ausgeführt und für kalte und warme, dünne und dicke, reine und unreine Flüssigkeiten geliefert. Für Wasserförderung erhält sie Ledermanschetten und Messingkegelventile sowie Ledersaugklappen; für jede andere Flüssigkeit werden die Ventile, Kolbenringe usw. aus zweckmäßigem Material hergestellt.

Zwillingsplungerpumpe

der Gasmotoren-Fabrik Cöln-Deutz.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 57, Fig. 1–12.)

Nachdruck verboten.

Die Pumpenanlage des Wasserwerkes Westhofen b. Cöln verdient besonderes Interesse, da dieses Werk das erste sein dürfte, bei dem als Betriebskraft Sauggas mit Erfolg angewendet wurde. Die größte tägliche Leistungsfähigkeit des Werkes sollte 16 000 cbm betragen, die durch zwei Pumpen von je 100 sek./l Leistung in 22 stündigem Betriebe gefördert werden, während eine dritte Pumpe als Reserve dient. Taf. 57 zeigt die Konstruktionen der von der Gasmotoren-Fabrik Cöln-Deutz gelieferten Zwillingsplungerpumpe, sowie die Generatoren- und Motorenanlage des Wasserwerkes.

Um dem Pumpenschacht möglichst kleine Dimensionen geben zu können, sollten die Pumpen geringe Grundfläche und möglichst tiefe Lage der Ventile erhalten. Ferner sollte das Triebwerk schräg liegend angeordnet auf Fundamentpfeilern, ohne freiliegende Träger, ausgeführt werden. Diese durch Fig. 2 der Tafel 57 veranschaulichte neue schräg liegende Anordnung wurde zum erstenmal für die Westhovener Pumpen ausgeführt. Man wollte dabei das Vibrieren der Träger verhindern, auf denen die Kurbelwelle der stehenden Pumpen im Pumpenschachte lagert; jenes pflanzt sich auf die Pumpe fort und beeinflußt ihren Gang. Ferner waren die stehenden Pumpen mit Riemen- oder Seiltrieb schwer zugänglich.

Bei der schräg liegenden Anordnung des Triebwerkes werden die Triebwerkskräfte durch den gußeisernen Rahmen auf den Pumpenkörper und das Fundament übertragen; ein weiterer Vorzug dieser Bauart ist leichte Zugänglichkeit zu sämtlichen Pumpenteilen, besonders zu den Ventilen.

Im Pumpenraum (Fig. 9) sind zwei Zwillingspumpen w aufgestellt. Jede besteht aus zwei einfach wirkenden Plungerpumpen (Fig. 2 und 3), die von zwei um 180° versetzten Kurbeln angetrieben werden, so daß die Pumpe also doppeltwirkend ist. Die Zwillingspumpe leistet 100 sek./l. auf 60 bis 70 m Förderhöhe bei 350 mm Durchmesser und 600 mm Hub. Die Kurbelwelle läuft in vier dicht an die Kurbeln gesetzten Lagern; sämtliche Lager, Gleitbahnen usw. erhalten automatische Ölzuführung.

Behufs guter Wasserzuführung sind die Pumpenventile als Ringventile aus Phosphorbronze mit Gummifederbelastung r_1 ausgebildet. Fig. 11 und 12 stellen das Saug- und Druckventil dar; der Ventilteller s_1 hat einen Durchmesser von 626 mm und ist, wie der untere Ventilkörper s, durch acht Rippen verstärkt. Der Ventilteller ist auf der die Spindel umgebenden Büchse geführt, und der Ventilhub beträgt $6\frac{1}{2}$ mm bei einem freien Ventilquerschnitt im Sitz von 1200 qcm.

Die Ventile liegen, wie es gefordert wurde, sehr tief. Das Saugventil r taucht in den Wasserspiegel des Saugwindkessels ein, wodurch die bei jedem Hub zu fördernde Wassersäule sehr klein gehalten wird. Dank dieser Vorkehrung kann man bei ruhigem Ventilgang mit großen Saughöhen arbeiten. Die Ventile werden durch Druckzylinder befestigt, die sich nach Abschrauben der Druckwindkesselhauben t, Fig. 2, leicht mit den Ventilen herausziehen lassen. Die Plungerräume jeder Pumpe sind durch eine absperrbare Rohrleitung verbunden. Hierdurch wird die Pumpe entlastet und kann infolgedessen mit dem durch Druckluft angetriebenen Motor in Betrieb gesetzt werden. Die Pumpen arbeiten selbst bei großer Saughöhe ruhig und stoßfrei bei Tourenzahlen von 40 bis 60 in der Minute. Von jeder Pumpe führt nach dem außerhalb des Gebäudes liegenden Sammelbrunnen ein Saugrohr (Fig. 7 und 8), und alle zusammen laufen unterhalb des Pumpenfundaments in einem gemauerten Kanal zum Brunnenschacht.

Die Hauptdruckleitung führt in einen großen Windkessel u von 2 m Durchmesser und 6 m Höhe.

Für den Antrieb der Pumpen wurden Sauggasmotoren gewählt. Die beiden Motoren l, Fig. 6 und 9, sind Einzylinder-Viertaktmotoren mit Ventilsteuerung von je 110 bis 120 PS Leistung. Im Grundriß ist Raum für Aufstellung eines dritten Motors und einer weiteren Zwillingspumpe vorgesehen. Während des Betriebes ist die Tourenzahl der Motoren von maximal 180 in der Minute bis auf 130 herab durch eine am Regulator angebrachte Tourenreduziervorrichtung regulierbar. Durch elf Hanfseile von 30 mm Durchmesser wird die Kraft auf die Seilscheiben der Pumpen übertragen. Die Schwungräder der Motoren sind, um einen Ungleichförmigkeitsgrad von $^1/_{100}$ zu erreichen, sehr schwer ausgeführt, wodurch das Schlagen der Seile und ihre vorzeitige Abnützung vermieden wird.

Die Motoren werden mittels Druckluft angelassen, die in den Behältern m im Maschinenkeller aufgespeichert ist. Zur Erzeugung der Druckluft dient eine eigene Leuchtgasmotoranlage i, Fig. 9; von einer Transmission aus wird der Kompressor angetrieben, unter dem im Keller das Kompressorreservoir liegt. Der Kompressor dient zum Entlüften der Pumpen, wie zum Anblasen der Generatoren. Das Gas für die Pumpenmotoren wird in der Sauggeneratoranlage G (Fig. 6 und 9) erzeugt. Sie besteht aus zwei Generatoren g, zwei Staubfängern g_1, zwei Skrubbern p, zwei Kondensatoren, zwei Sägemehlreinigern i, zwei Gaskesseln k und den zugehörigen Rohrleitungen.

Kolonial- und Golf-Pumpen.

(Mit Abbildungen, Fig. 378 u. 379.)

Nachdruck verboten.

Durch ihre vielseitige Verwendbarkeit zeichnet sich die bekannte, von der Firma Max Brandenburg, Berliner Pumpenfabrik A.-G. in Berlin ausgeführte Kolonialpumpe aus, die gegenüber Flügelpumpen den Vorteil größerer Haltbarkeit hat und etwa erforderliche Reparaturen an Ort und Stelle ohne besonderen Kostenaufwand durch Erneuerung von Ersatzteilen auszuführen gestattet. Fig. 379 veranschaulicht

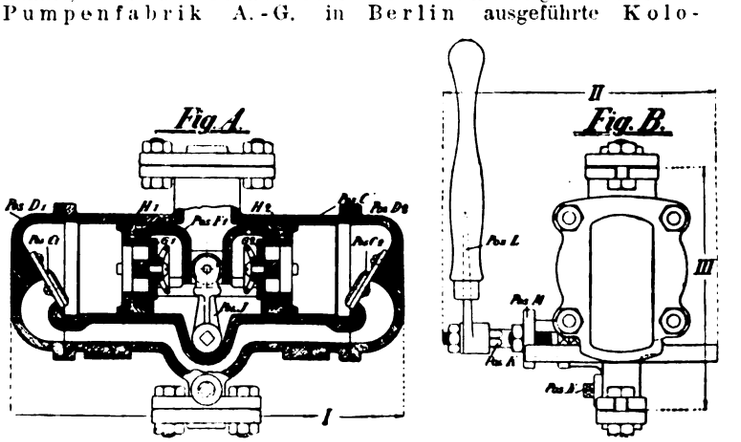


Fig. 378. Z. A.: Kolonial- und Golf-Pumpen.

Digitized by Google

eine Spezialausführungsform für gewerbliche Zwecke, deren wesentliches Merkmal der Ersatz der Klappen- durch Kugelventile ist. Der Aufbau entspricht im übrigen dem der bekannten Kolonialpumpe. Es handelt sich also um eine doppelzylindrige Saug- und Druck-Kolbenpumpe. In jedem Kolben befindet sich ein Druckventil, am Boden jedes Zylinders ein Saugventil. Die Bewegung der Kolben, von denen der eine saugt, während der andere drückt, geschieht durch Balancier und Handhebel. Das Herstellungsmaterial der Pumpe wird dem Verwendungszweck entsprechend gewählt. Zur Förderung von Teer, Ammoniak usw. werden der Pumpenkörper, die federnden Kolbenringe und die Ventile aus Eisen ausgeführt, während man für Maische, Würze usw. Kolbenringe aus Rotguß und Kugelventile aus Messing wählt. Ebensolche Kolbenringe und Ventile erhalten die Pumpen für Bier, Wein u. dergl., bei denen der Pumpenkörper aus Messing hergestellt wird, während für Sole und Seewasser nach Vorschrift der Kaiserl. Marine sogen. Marinebronze verwendet wird. Gummikugel-Ventile nimmt man für Schmutzwasser und Jauche.

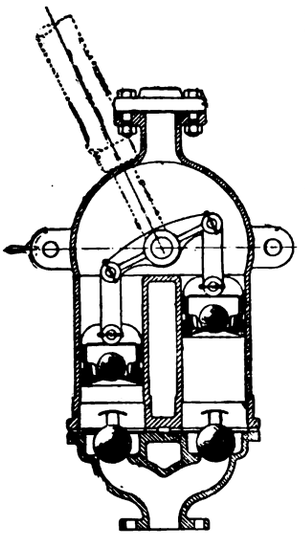


Fig. 379. Z. A.: Kolonial- und Golf-Pumpen.

Große Leistung bei verhältnismäßig kleinem Hub ergibt die in Fig. 378 im Längsschnitt und in Seitenansicht dargestellte Golfpumpe der genannten Firma. In dem horizontalen Zylinder C werden die beiden zu einem Ganzen vereinigten Kolben F mittels Handhebels L hin- und herbewegt. Der auf der Antriebswelle K sitzende Hebel J trägt am oberen Ende eine Rolle, die zwischen die Kolben eingreift. Diese Art der Bewegungsübertragung hilft wesentlich zur Herabsetzung der Reibungsverluste. Die durchbrochenen Kolben tragen die im Hub begrenzten Druckventile G_1 und G_2 und sind durch Ledermanschetten H_1 und H_2 gedichtet. In den beiden Zylinderdeckeln D_1 und D_2 sind die Saugventile C_1 und C_2 vorgesehen, die sich infolge ihrer schrägen Lage stets rein halten.

Schachtleitungen.

Von Ingenieur **G. Hübel** in **Zweibrücken.**

(*Mit Abbildungen, Fig. 380 u. 381.*)

Nachdruck verboten.

Schachtleitungen werden jetzt im allgemeinen aus gußeisernen oder schmiedeisernen Rohren hergestellt. Früher verwendete man fast ausschließlich Gußeisen, weil man annahm, daß durch die Einwirkung der Luft und durch die Bestandteile des Grubenwassers schmiedeiserne Rohre leicht durchrosten. Die in den letzten Jahren gemachten Erfahrungen haben aber den Beweis geliefert, daß Teer einen guten Schutz gegen äußere und innere Einwirkung schädlicher Substanzen gewährt. Es empfiehlt sich also sehr, alle Rohre innen und außen gut zu asphaltieren; dann steht einer Verwendung von schmiedeisernen Rohren heute nichts mehr im Wege. Durch solche Rohre wird infolge ihrer größeren Widerstandsfähigkeit gegen inneren Druck die Betriebssicherheit erhöht, und man spart bei den verfügbaren größeren Rohrlängen Flanschenverbindungen (undichte Stellen). Daneben fällt aber auch die ganze Leitung bedeutend leichter aus, was wiederum die Schachtbelastungen vermindert und eine Ersparnis an Unterstützungen, sowie — bei Wahl leichterer Träger — an den Verankerungen ergibt. Je nach dem Durchmesser der Leitungen werden schmiedeiserne Rohre in Längen von 6—8 oder 10 m geliefert, gußeiserne dagegen nur in Längen von 3—4 m. Die meisten Röhrenwalzwerke legen bei Ermittelung der Wandstärke bei zähem Martineisen mit ca. 20—30% Dehnung meistens 40—50 kg Zugbeanspruchung pro qmm zugrunde. Tabelle 1 gibt die erforderlichen Wandstärken sowie Gewichte für Rohre bis 350 mm lichten Durchmesser bis zu einer Schachttiefe von 800 m an. Die Zugbeanspruchung ist bei 25% Dehnung zu 45 kg pro qmm angenommen.

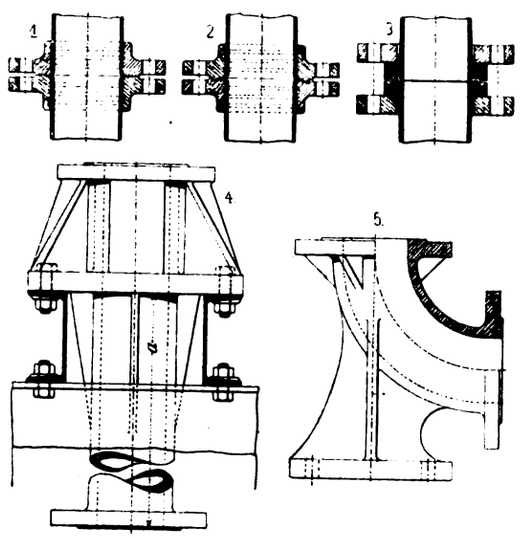


Fig. 380. Z. A.: Schachtleitungen.

Tabelle I.

Schmiedeiserne Patentrohre, Länge 6—8 m, Zugfestigkeit 45 kg pro qmm bei 25 % Dehnung.

L. W.	Atm. 10	20	30	40	50	60	70	80	
80	3,25	3,25	3,25	3,25	3,25	3,25	3,4	4	Wandst. in mm
	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	7,3	8,3	kg pro lfd. m
90	3,25	3,25	3,25	3,25	3,25	3,5	4	4,5	Wandst. in mm
	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,8	8,9	9,9	kg pro lfd. m
100	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	4,25	5	Wandst. in mm
	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	10,8	12,6	kg pro lfd. m
125	4	4	4	4	4	4,5	5,25	6,25	Wandst. in mm
	12,6	12,6	12,6	12,6	12,6	14,1	16,4	19,4	kg pro lfd. m
150	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5,5	6,5	7,5	Wandst. in mm
	17	17	17	17	17	20,6	24,2	27,8	kg pro lfd. m
175	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	6,5	7,5	9,75	Wandst. in mm
	24,9	24,9	24,9	24,9	24,9	29,3	33,7	43,3	kg pro lfd. m
200	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5	7,25	8,75	10	Wandst. in mm
	33,2	33,2	33,2	33,2	33,2	37	44,5	50,5	kg pro lfd. m
225	6,5	6,5	6,5	6,5	7,25	8,5	9,5	11,5	Wandst. in mm
	37,2	37,2	37,2	37,2	41,5	48,5	53,8	64,7	kg pro lfd. m
250	7	7	7	7	7,25	9	11	12,5	Wandst. in mm
	44,5	44,5	44,5	44,5	46,2	56,8	68,9	77,8	kg pro fld. m
275	7,5	7,5	7,5	7,5	7,75	9,75	12	13,5	Wandst. in mm
	52,1	52,1	52,1	52,1	54,1	67,5	82,3	92,2	kg pro lfd. m
300	8	8	8	8	9	11	13,25	15	Wandst. in mm
	60,5	60,5	60,5	60,5	68,2	82,6	99	102	kg pro lfd. m.
325	8,5	8,5	8,5	8,5	9,5	12	14	16,5	Wandst. in mm
	68,8	68,8	68,8	68,8	76,8	96,4	111,6	130,5	kg pro lfd. m
350	9	9	9	9	10	13	15	17,5	Wandst. in mm
	79	79	79	79	87,8	113	129,7	150	kg pro lfd. m

Die Friedrich Wilhelms-Hütte in Mülheim a. Ruhr, die speziell in der Herstellung von gußeisernen Rohren große Erfahrungen besitzt, rechnet bei solchen mit 250 kg pro qcm Zugbeanspruchung. Werden Formstücke usw. aus Stahlguß hergestellt, so tut man gut, mit den Beanspruchungen nicht über 500 kg zu gehen.

Die Flanschen der Rohre werden aus Schmiedeisen oder Stahlguß hergestellt. Da man mit beiden gute und schlechte Erfahrungen gemacht hat, so ist man zu der Überzeugung gekommen, daß sie im Werte gleich sind. Bekannte Spezialfirmen verwenden bis 20 At glatte Aufwalzflanschen; von 20—30 At erhalten sie Nut und Feder, und über 30 At werden nur noch solche mit Nut, Feder und konischer Dichtung verwendet. Die Befestigung der Flanschen geschieht bei allen Röhren unter 12 mm Wandstärke in der Regel nach dem bekannten Aufwalzverfahren. Bei größeren Wandstärken dagegen werden die Bunde mit dem Rohr überlappt verschweißt, und die Flanschen liegen lose dicht dahinter. Die Skz. 1 bis 3 der Fig. 380 zeigen Flanschenverbindungen, wie sie die Firma Franz Seiffert & Co. in Berlin-Eberswalde ausführt.

Tabelle 2.

Schrauben für Flanschenverbindungen.

L. W.	Atm. 10	20	30	40	50	60	70	80	
80	6	6	6	6	6	6	6	6	Anzahl
	5/8″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	Durchmesser Zoll
90	6	6	6	6	6	6	6	6	Anzahl
	5/8″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	Durchmesser Zoll
100	6	6	6	6	6	6	6	6	Anzahl
	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	Durchmesser Zoll
125	6	8	8	8	8	8	8	8	Anzahl
	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	3/4″	7/8″	7/8″	Durchmesser Zoll
150	8	8	8	8	8	8	8	8	Anzahl
	3/4″	7/8″	7/8″	7/8″	7/8″	7/8″	1″	1″	Durchmesser Zoll
175	8	10	10	10	10	10	10	10	Anzahl
	3/4″	7/8″	7/8″	7/8″	7/8″	1″	1″	1 1/8″	Durchmesser Zoll
200	8	12	12	12	12	12	12	12	Anzahl
	3/4″	7/8″	7/8″	7/8″	7/8″	1″	1 1/8″	1 1/8″	Durchmesser Zoll
225	8	12	12	12	12	12	12	12	Anzahl
	3/4″	1″	1″	1″	1″	1 1/8″	1 1/4″	1 1/4″	Durchmesser Zoll
250	10	12	12	12	12	12	12	12	Anzahl
	3/4″	1″	1″	1″	1 1/8″	1 1/4″	*1 1/8	*1 1/4″	Durchmesser Zoll
275	12	14	14	14	14	14	14	14	Anzahl
	3/4″	1″	1″	1″	1 1/8″	*1 1/8	*1 1/8	*1 1/4	Durchmesser Zoll
300	12	16	16	16	16	16	16	16	Anzahl
	3/4″	1″	1″	1 1/8″	*1″	*1 1/8	*1 1/8	*1 1/4	Durchmesser Zoll
325	14	16	16	16	16	16	16	16	Anzahl
	3/4″	1 1/8″	1 1/8	1 1/8″	1 1/4″	*1 1/8	*1 1/4	*1 3/8	Durchmesser Zoll
350	14	16	16	16	16	16	16	16	Anzahl
	3/4″	1 1/8″	1 1/8	1 1/4	*1 1/8	*1 1/4	*1 1/4	*1 3/8	Durchmesser Zoll

Die mit * bezeichneten Schrauben sind aus Stahl.

Digitized by Google

Die Schraubenanzahl und Stärke ist von dem aus der Schachttiefe sich ergebenden inneren Drucke abhängig. Bei höheren Drücken verwendet man, um den Schraubenabstand möglichst groß zu erhalten, in der Regel solche aus Stahl. Auch werden die Schrauben bei größeren Rohrdimensionen mit viereckigem Kopf versehen und gegenseitig abwechselnd versetzt, um ein bequemes Anziehen der Mutter zu ermöglichen. Über Anzahl und Durchmesser der Schrauben gibt die Tabelle 2 (S. 191) Aufschluß.

Da durch Undichtwerden von Flanschenverbindungen und das notwendige neue Abdichten große Schwierigkeiten hervorgerufen werden, so empfiehlt es sich, für Dichtungen nur anerkannt erstklassiges Material zu verwenden. Als solches kann Leder-Klingerit oder Metalliderung genommen werden.

Zur festen Unterstützung der Schachtleitungen dienen

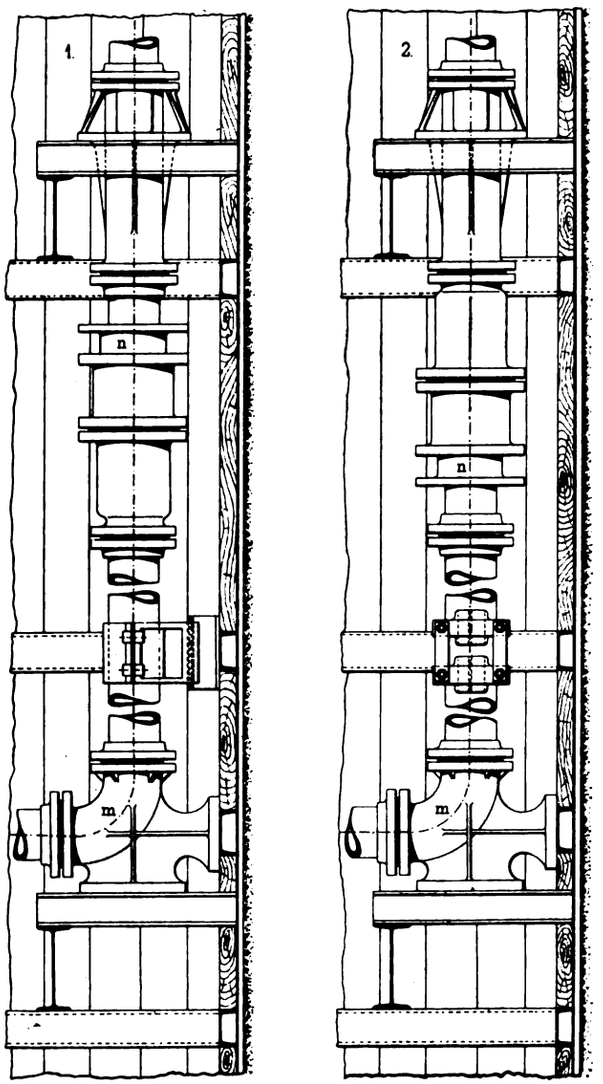


Fig. 381. Z. A.: Schachtleitungen.

Standrohre oder Fußkrümmer, die auf starken im Schacht eingebauten Trägern mittels Schrauben befestigt werden. Die Anzahl der Standrohre ist von der Zahl der Kompensations-Stopfbüchsen abhängig, die man bei Dampfleitungen auf Entfernungen von ca. 50, bei Druckleitungen auf ca. 100 m verteilt. Standrohre und Fußkrümmer werden gewöhnlich bis zu 20 At aus Gußeisen, über 20 At aus Stahlguß angefertigt. Die Skz. 4 der Fig. 380 zeigt ein Standrohr, die Skz. 5 einen Fußkrümmer. Werden dagegen die Standrohre und Fußkrümmer bis 30 At in Gußeisen hergestellt, so sind die Wandungen wesentlich zu verstärken. Die Länge des Ansatzes a des Standrohres ist von den zur Unterstützung dienenden Trägern abhängig.

Wie schon erwähnt ist, benutzt man zum Ausgleich der Ausdehnung einer Leitung Stopfbüchsen. Bei deren Einbau ist darauf zu achten, daß bei Dampfleitungen das Degenrohr, bei Druckleitungen die Stopfbüchse selbst an das Standrohr gehängt wird, wie aus Fig. 381 ersichtlich ist. Skz. 1 zeigt eine Schachtfrisch-Dampfleitung mit Standrohr, Fußkrümmer m und Kompensationsstopfbüchse n, Skz. 2 eine Schachtwasserleitung mit Standrohr, Fußkrümmer m und Kompensationsstopfbüchse n. Die Degenrohre müssen im kalten Zustande der Ausdehnung entsprechend genügend weit ausgezogen, die Stopfbüchsen selbst erst dann angezogen werden, wenn die Leitung unter Dampf gestellt ist. (Schluß folgt.)

Rotationspumpen für tiefe Schächte.

(Mit Abbildung, Fig. 382.)

Nachdruck verboten.

Fig. 382 stellt zwei neuere Typen von vertikalen Rotationspumpen mit großer Geschwindigkeit dar. Wie wir der „Engineering Review" entnehmen, bewähren sich diese Pumpen im Bergwerksbetriebe und bei anderen Wasserförderungsanlagen besonders deshalb, weil sie in Schächten von sehr kleinem Durchmesser leicht zu installieren sind. Skz. 1 zeigt eine für Schächte von mittlerer Tiefe bestimmte Pumpe, während Skz. 2 eine Rotationspumpe für große Förderhöhen darstellt.

Diese Pumpen bestehen hauptsächlich aus einem schraubenförmigen Schaufelrad p von geringer Steigung, das von der senkrechten Welle v getrieben wird, auf der durch eine konische Nabe n das Rad befestigt ist. Dieses Schaufelrad dreht sich am Ende der Ringkammer d, die an der Wasserhaltung e befestigt ist. Durch die Rotation von n und der Schaufeln von p wird das Wasser parallel zur Pumpenwelle fortgeschafft, wobei die Geschwindigkeit von der Tourenzahl n und der Förderhöhe abhängig ist.

Die Welle v ist auf ihrer ganzen Länge geführt. Die Pumpe ist entlastet, so daß es nicht nötig ist, die Welle v durch einen Spurzapfen zu halten, weil trotz des hohen Wasserdruckes, der auf dem Rad p lastet, kein achsialer Schub auftritt. Die Pumpe wird durch den Ringkanal d entlastet, der einen Hohlraum b umgibt, dessen Inneres durch den quer durch die Welle v führenden Kanal a mit der Saugseite des Rades p verbunden ist. Der Kanal a mündet unter einem festen Ring bei c und ist so angeordnet, daß sich der Durchgangsquerschnitt bei c verkleinert, wenn das Rad und der Körper n sich heben. Der Hohlraum besteht aus einer festen und einer beweglich mit n verbundenen Hälfte, zwischen denen ein wenig Spiel gelassen ist. Rotiert die Pumpe, so entsteht unter dem Rad eine Druckverminderung, die um so größer ist, je größer seine Geschwindigkeit ist. Das Vakuum teilt sich dem Inneren von b mit, so daß bei geeigneter Dimensionierung von n und des Durchgangsquerschnittes von d das Rad selbst unter dem Druck der darüberstehenden Wassersäule in die Höhe zu steigen trachtet. Sobald n zu steigen beginnt, schließt sich c; indem nun das Wasser wieder zwischen den festen und beweglichen Teil von b eindringt, stellt es den Druck in b wieder her und drückt dadurch das Rad herunter. Nach einigen Oszillationen nimmt dieses eine konstante Lage ein, und die Welle erhält keinen achsialen Schub.

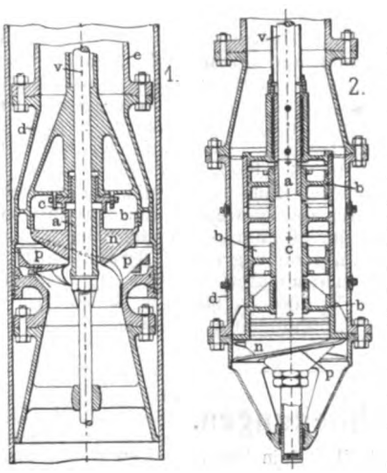


Fig. 382. Z. A.: Rotationspumpen für tiefe Schächte.

In der Pumpe der Skz. 2 sind drei Kästen b untereinander angeordnet, um beim Niedergang den Druck auszugleichen, ohne den Pumpendurchmesser zu vergrößern. Diese Pumpen können für sehr große Förderhöhen hintereinander arbeiten und wirken dann wie Vielfach-Zentrifugalpumpen. Pumpen dieses Systems sind im Pumpwerk Moskau installiert, wo sie in Schächten von 40 cm Durchmesser und bei 1440 Touren in der Minute ungefähr 3700 cbm Wasser täglich auf 15 m Höhe fördern. In der Brauerei Pabst, Milwaukee, ist z. B. eine fünffache Pumpe in Schächten von 38 cm Durchmesser aufgestellt. Sie fördert 3 cbm Wasser pro Minute auf 67 m Höhe, ihr Effekt wird auf ca. 65% geschätzt. In La Grange (Illinois) sind zwei elektrisch betriebene Pumpen dieser Konstruktion installiert. Bei 1200 Touren fördern sie 1600 l pro Minute auf 30,5 m Höhe; sie werden durch Drehstrommotoren von 25 PS bei 440 V Spannung getrieben. Eine dieser Pumpen läuft ohne Unterbrechung seit über einem Jahr.

Kondenswasser-Rückleiter.

(Mit Abbildung, Fig. 383.)

Nachdruck verboten.

Wenn man das Kondenswasser erst in einem Behälter sammelt und aus diesem mittels Pumpe in den Kessel zurückbefördert, so nimmt man große Wärmeverluste in Kauf, die sich schon deshalb nicht vermeiden lassen, weil Pumpen Wasser von höherer Temperatur als 70 bis 80° nicht ansaugen und dann auch bereits außerordentlich schnell angegriffen werden. Mit dem von Schumann & Co., Maschinen- und Armaturenfabrik in Leipzig-Plagwitz ausgeführten Kondenswasser-Rückleiter, dessen Generalvertrieb die Firma Schiff & Stern, Leipzig und Wien übernommen hat, ist man dagegen in der Lage, das Kondenswasser sofort nach seinem Entstehen, also ohne den bisher unvermeidlichen bedeutenden Wärmeverlust automatisch in den Dampfkessel zurückzuführen.

Digitized by Google

Der in Fig. 383 dargestellte Apparat wirkt in folgender Weise. Das bei a oder e eintretende Kondenswasser schiebt den Schwimmer s in die Höhe, bis er an der Scheibe g des Hebels h anstößt. Das Wasser steigt jetzt zunächst einige Zeit weiter, bis der Schwimmer genügend Auftrieb erhält, um den auf dem Dampfventilkegel k lastenden Druck zu überwinden.

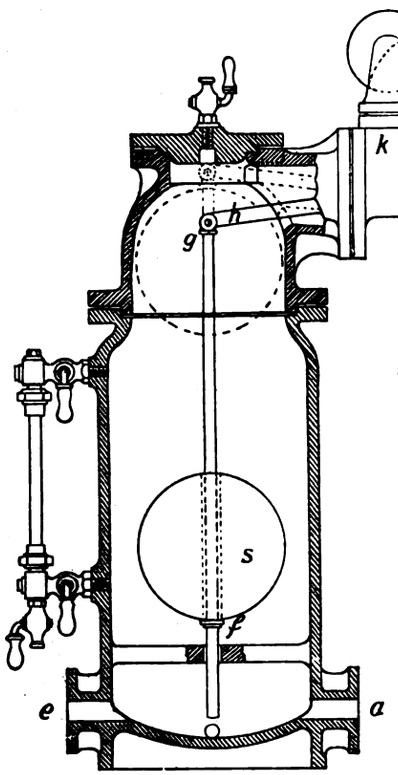


Fig. 383. Z. A.: Kondenswasser-Rückleiter.

In dem Augenblick, wo sich die Kräfte ausgleichen, wird der ganze Auftrieb des Schwimmers frei, so daß dieser plötzlich in die punktierte Lage emporsteigen und das Ventil öffnen kann.

Da jetzt der Dampf mit voller Kesselspannung eintritt, entsteht im Apparat der gleiche Druck wie im Kessel, in den das Kondenswasser zurückfließt, da der Apparat etwa 2 m über dem normalen Wasserstand des Kessels aufgestellt ist.

Der Schwimmer s wird mit sinkendem Wasserspiegel nach unten gleiten, bis er auf die Scheibe f auftrifft.

In dieser Lage verbleibt er, bis der Wasserspiegel so tief gesunken ist, daß der Schwimmer seinen Auftrieb verloren hat, durch sein Eigengewicht die Stange nebst Ventilhebel k abwärts zieht und das Ventil schließt. Um den Verlauf des Wasseraustrittes, der bei a oder e erfolgt, auch von entfernter Stelle beobachten zu können, ist der Apparat mit einem Wasserstandsanzeiger versehen.

Ein Hauptvorteil des Apparates besteht darin, daß er für jeden Druck verwendbar ist und immer die gleiche Füllung hat.

Ein- und Ausgangsstutzen können vertauscht werden, was das Einbauen sehr erleichtert. Der Handlochdeckel ist in der Zentralachse angebracht.

Die Form der Haube ist dem Kugelschwimmer angepaßt und in ihrer lichten Weite so gewählt, daß der schädliche Dampfraum fast ganz verschwunden ist, und selbst bei langsam zutretendem Wasser ein rasches Ansteigen des Wasserspiegels in der Haube gewährleistet wird.

Schmierpumpe (System Friedmann).

(*Mit Abbildung, Fig. 384.*)

Nachdruck verboten.

Schmierpumpen, die in sich mehrere Ölpumpen vereinigen, sind für Lokomotiven schon seit längerer Zeit in Gebrauch, und man beginnt sie in immer größerem Umfange auch für alle anderen Dampfmaschinen, Gasmotoren, Dynamos, Elektromotoren usw. anzuwenden. Besonders günstige Resultate haben die Versuche mit der in Fig. 384 dargestellten Friedmannschen Schmierpumpe ergeben, deren Ausführungsrecht die Firma De Limon Fluhme & Co. in Düsseldorf erworben hat. Diese Schmierpumpe kann zur gleichzeitigen Schmierung von freien Stellen, wie Stopfbüchsen, sowie von Organen benutzt werden, die unter verschiedenen Drücken stehen, da jede Ölpumpe für sich regelbar ist und unbeeinflußt von den in den Schmierleitungen auftretenden Gegendrücken den Verbrauchsstellen dauernd die Ölmenge zuführt, auf die sie eingestellt ist.

Die Öllieferung für jeden Auslaß bewirken je zwei in gesonderten Zylinderräumen bewegte Kolben, von denen der eine q den Steuerkolben, der andere p den Druckkolben bildet. Verstellbare Exzenter e_1 e_2 bewegen die Kolben mittels Winkelhebel e. Die Bewegungsphasen sind gegeneinander so versetzt, daß die Druckleitung niemals in unmittelbarer Verbindung mit dem Ölgefäß stehen kann.

Das Öl, das beim Einfüllen das obere Sieb v zu passieren hat, tritt aus dem Ölgefäß durch das zylindrische Sieb r bei o in den Zylinderkolben und wird auf dem durch die Pfeile angedeuteten Wege in die Druckleitung k und weiter zur Verbrauchsstelle befördert. Um eine oftmalige Reinigung der Siebe zu ersparen, empfiehlt es sich, das Öl schon vor dem Einfüllen in das Ölgefäß zu sieben. Der Abschluß durch die Kolben p und q ist dauernd so dicht, daß, wie die Firma garantiert, nach sieben Millionen Hüben selbst bei Gegendrücken von über 50 At noch keine Abnahme des Wirkungsgrades stattfindet.

Um aber die Abnützung der Kolben und Zylinder auf das geringste Maß zu beschränken, sind in der Druckleitung k kleine Kugelventile vorgesehen, deren Aufgabe lediglich darin besteht, die Zylinderräume während der Bewegungsphasen, in denen kein Fortdrücken des Öles stattfindet, vom Gegendruck zu entlasten.

Die von der Pumpe beförderten Ölmengen sind von der Umdrehungszahl der Exzenterwelle d abhängig, die vom Hebel l aus mittels Rollenschaltwerkes in bekannter Weise angetrieben wird. Durch Vergrößerung oder Verkleinerung des Ausschlagwinkels von l kann die Gesamtliefermenge gesteigert oder verringert werden. Außerdem ist jeder Ölaustritt für sich einzustellen. Da nämlich die Fördermenge für jeden Auslaß vom Hub des zugehörigen Druckkolbens p abhängig ist, läßt sie sich durch Verkleinerung des Hubes entsprechend verringern. Die Hubverminderung erfolgt durch Hinaufschrauben der Einstellschrauben r_2, die durch Muttern r_1 fixiert werden.

Zur Entleerung des Ölgefäßes ist die Ablaßschraube m vorgesehen, die gleichzeitig eine Kontrolle gestattet, ob im Ölbehälter Wasser vorhanden ist, das bei Regen oder Schnee sich immerhin in kleinen Mengen ansammeln kann. Den Ölstand kann man durch den herausziehbaren Drahtstift z feststellen. Bei Verwendung von dickflüssigem Öl und besonders bei starkem Frost kommt eine Anwärmung des im Ölgefäß enthaltenen Öles vom Heizkanal u aus in Frage. Andauerndes oder übermäßiges Anwärmen des Öles ist jedoch zu vermeiden.

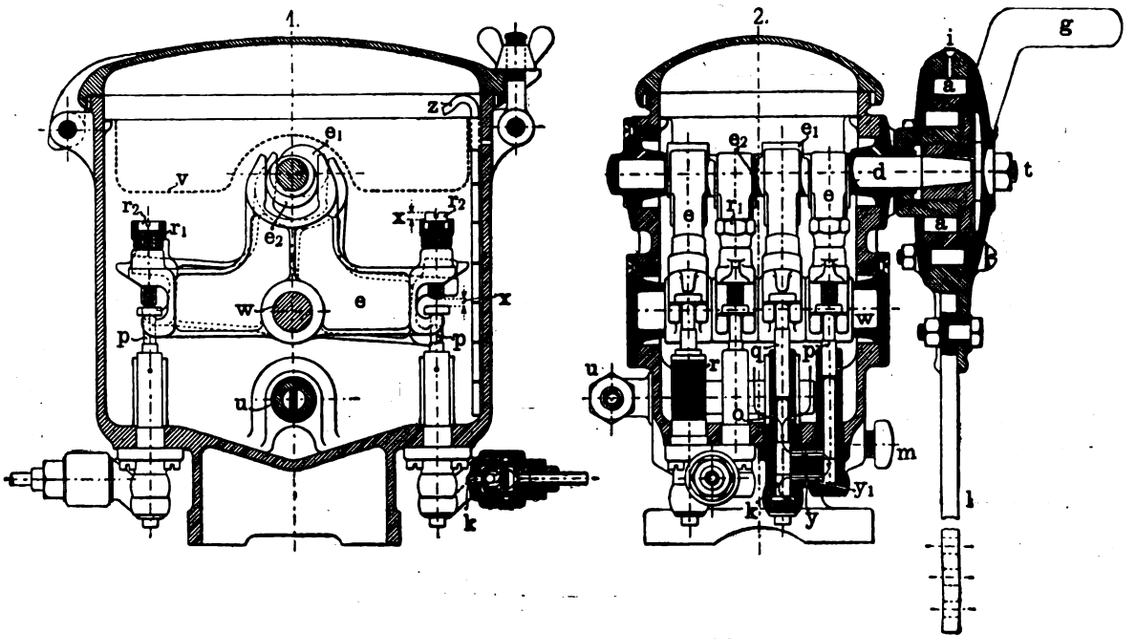


Fig. 384. Z. A.: Schmierpumpe (System Friedmann).

Die Bedienung des Apparates besteht lediglich im Anfüllen des Ölgefäßes. Alle innerhalb angeordneten Teile laufen in Öl, weshalb nur das Schaltwerk durch das Schmierloch i wöchentlich 3 bis 4 mal mit dünnflüssigem Maschinenöl zu schmieren ist. Nach Stillstand, der länger als eine Stunde dauert, und besonders bei Frostwetter empfiehlt es sich, mit Hilfe des Griffes g die Exzenterwelle 9 bis 10 mal zu drehen, um den Verbrauchsstellen eine größere Menge Öl zuzuführen.

Kalte Leitungen zeigen, daß der Apparat richtig arbeitet; ist dagegen eine Schmierleitung sehr heiß, so ist das ein Zeichen, daß der zugehörige Druckkolben zu wenig Hub hat, der dann durch Niederschrauben von r_2 zu vergrößern ist.

Digitized by Google

Dampfwasserableiter und Dampftrockner.

(*Mit Abbildungen, Fig. 385—389.*)

Nachdruck verboten.

Das sich durch Kondensation des Dampfes in den Rohrleitungen, Heizschlangen, Dampfmänteln usw. bildende Wasser muß unbedingt entfernt werden, um Wärmeverlusten und vor allem den gefährlichen Wasserstößen vorzubeugen. Fig. 385 zeigt einen zum selbsttätigen Hoch- und Fortdrücken des Dampfwassers befähigten Ausdehnungs-Dampfwasserableiter der Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover.

In das an den Enden mit gußeisernen Anschlußstücken ausgerüstete schmiedeeiserne Rohr F ist ein an beiden Seiten offenes Messingrohr M eingesetzt und am Eingang dampfdicht festgelegt. An der entgegengesetzten Seite kann das Rohr durch den Ventilkegel L abgeschlossen werden, der sich gegen den im Rohre M eingeschraubten Sitz V legt, der ebenso wie der Ventilkegel aus Rotguß besteht. Um den Kegel L richtig einzustellen, wird die Deckelkappe K abgeschraubt und umgekehrt, so daß das Sechskant in die entsprechende Ausnehmung des Ventilkegels eingreift. Am Rand der Kappe K greift dann der Schlüssel zum Drehen des Kegels an. Anfangs läßt man in der Pfeilrichtung Dampf durch den Ableiter treten und schraubt den Kegel L solange vorsichtig gegen die Sitzöffnung V, bis kein Dampf mehr austritt. Der Ableiter ist jetzt betriebsfertig, und die Verschlußkappe wird wieder abdichtend, wie es Fig. 385 zeigt, aufgeschraubt, damit kein Lecken nach außen erfolgt. Befindet sich Dampf im Rohre M, so ist bei der beschriebenen Einstellung Schluß vorhanden. Tritt jedoch Wasser anstelle des Dampfes ein, so kürzt sich bei der Temperaturverminderung das Messingrohr M mehr als das Eisenrohr F. Durch die zwischen V und L entstehende ringförmige Öffnung kann das Wasser austreten. Folgt dann Dampf, so entsteht wieder Schluß. Im Betriebe, wenn die Rohrleitungen angeschlossen sind, kann man sich von dem Schluß überzeugen, wenn man die mit Winkelbohrung versehene Schraube S lüftet und so untersucht, ob Wasser oder Dampf austritt. Zwecks Reinigung ist die Rohrleitung vor Inbetriebnahme bei geöffnetem Ventil gut auszublasen. Diese Ausdehnungs-Dampfwasserableiter haben bei Erkaltung, also im Zustande des Anlassens, den Vorzug, daß ihr Ventil stets geöffnet ist, so daß die Leitung nicht einfrieren kann und die Luft von selbst entweicht. Bei steigender Leitung muß natürlich, falls Einfrieren zu befürchten ist, an der tiefstliegenden Rohrleitungsstelle ein Ablaßhahn vorgesehen sein. Obwohl die Ableiter in jeder Lage betriebsfertig eingebaut werden können, empfiehlt sich doch ihre Anbringung in wagerechter Lage.

Durch große Leistungsfähigkeit und Dauerhaftigkeit zeichnet sich der in Fig. 386 im Schnitt wiedergegebene Dampfwasserableiter mit Hebelschwimmer aus. Diese Ableiter können in normaler Ausführung bis 8 At Dampfdruck verwendet werden. Sollen sie für höheren Druck gebraucht werden — der höchste zulässige Druck beträgt 12 At —, so wird die Austrittsöffnung des Ventils entsprechend kleiner gehalten, was eine geringe Verminderung der Leistungsfähigkeit bedingt. Für ganz niederen Druck (bis 0,1 At herab) wird ein besonders weit gebohrtes Auslaßventil verwendet.

Ein sehr kräftig gebauter, autogen geschweißter, mit 20 At probierter Homogen-Stahlblechschwimmer Sch bewegt mittels Hebels das Ventil K, das sich um ein breites und starkes Gelenk T von Rotguß drehen kann. Der Ventilkegel K, der den Wasserabfluß regelt, ist leicht auswechselbar, kann auch umgedreht und so weiter benutzt werden, falls die Kegelfläche der einen Seite durch längeren Gebrauch schadhaft geworden sein sollte. Das Ventil ist leicht zugängig. Nach Lösung des Deckels M zieht man den Stift T heraus, schraubt den Deckel D_1 ab und hebt den Schwimmer mit Hebel und Ventilkegel heraus, der durch eine willig gehaltene Schraube gegen Herausfallen gesichert ist. Beim Einbringen des Ventils verfährt man umgekehrt. Der bisweilen — namentlich morgens beim Anlassen — eintretenden größeren Wasseransammlungen wegen sind die Ableiter reichlich groß zu wählen, behufs schneller und sicherer Abführung des Dampfwassers.

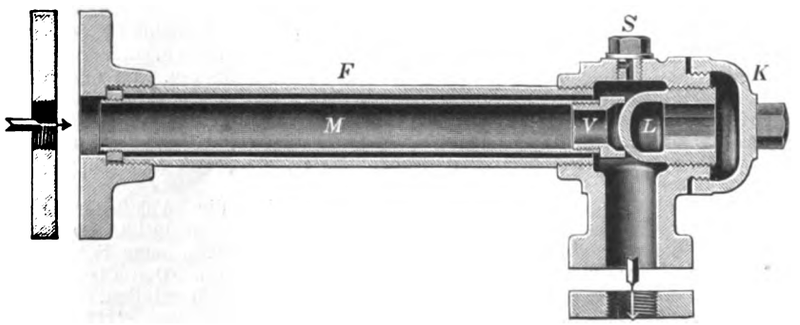


Fig. 385.

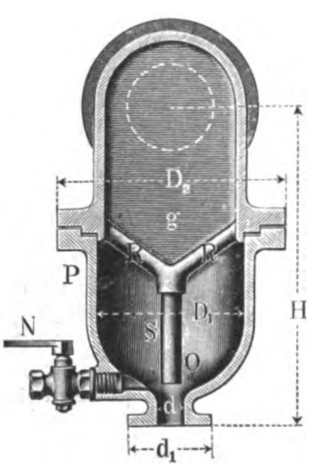


Fig. 387.

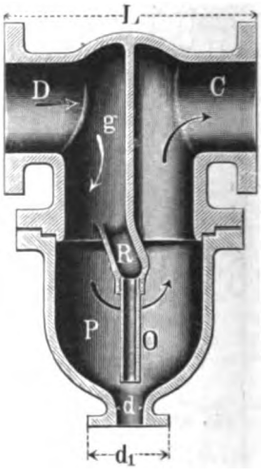


Fig. 388.

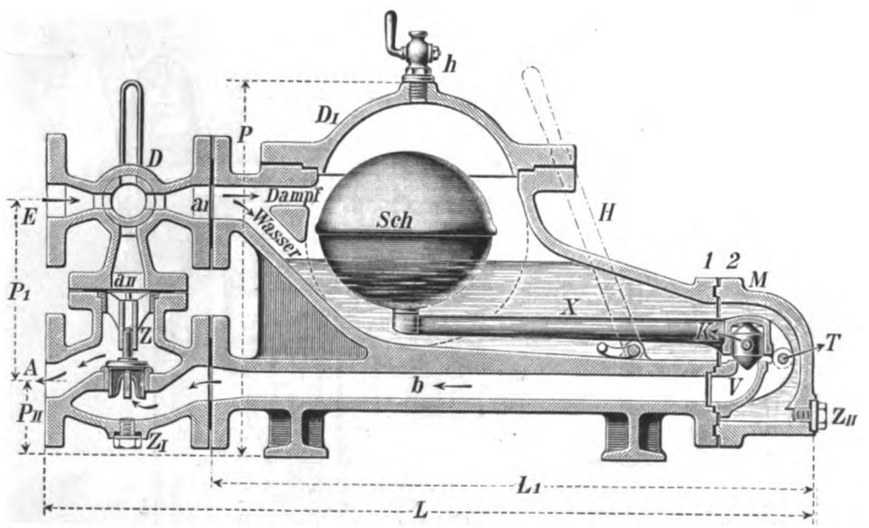


Fig. 386.

Fig. 386—389. Z. A.: Dampfwasserableiter und Dampftrockner.

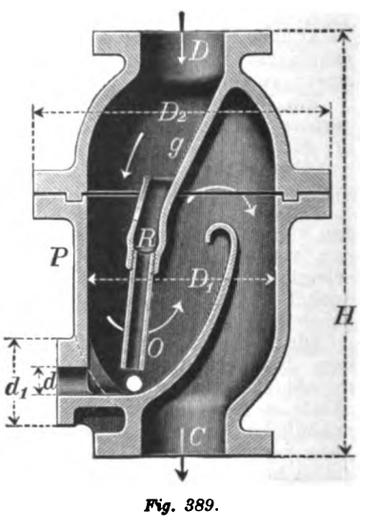


Fig. 389.

Zur Befreiung des Dampfes von dem bei der Dampfentwicklung mit fortgerissenen, sowie von dem sich bildenden Dampfwasser dient ein sogenannter Dampftrockner. Die Fig. 387 u. 388 zeigen eine Ausführung der genannten Firma für wagerechte Rohrleitungen im Quer- und Längsschnitt, die Fig. 389 eine solche für senkrechte Rohrleitungen im Querschnitt. Der bei D eintretende mit Wasserteilchen vermischte Dampf wird an der Scheidewand bei g senkrecht nach unten geleitet und erfährt beim Übertritt in den vergrößerten Querschnitt der Glocke P eine Verlangsamung. Die schweren Wasserteilchen sondern sich dabei nach unten ab, während der trockene Dampf durch den Stutzen C entweicht. Das an der Scheidewand herabträufelnde Wasser wird von den Rinnen R aufgefangen und durch das Rohr O nach unten abgeleitet. Alles in der Glocke P sich sammelnde Wasser wird durch ein bei d anzuschließendes Rohr abgeführt, an dessen Ende ein Dampfwasserableiter anzubringen ist. Der Nothahn N dient dazu, bei Störungen in der Ableitung das Wasser aus der Glocke P entfernen zu können. Ein besonderer Vorteil des dargestellten Dampftrockners, den man zweckmäßig mit Wärmeschutzmasse umhüllt, besteht darin, daß er unmittelbar dort eingeschaltet werden kann, wo der Dampf zur Verwendung gelangt, wo er also alles Wasser aus der Leitung mit aufnimmt.

Digitized by Google

Sicherheitsventil „Absolut“

mit vollem Kegelhub.

(Mit Abbildung, Fig. 390.) Nachdr. verb.

Sobald die der Gewichtsbelastung entsprechende Spannung — der Konzessionsdruck — im Kessel erreicht ist, läßt das in Fig. 390 im Schnitt wiedergegebene Sicherheitsventil „Absolut“ eine geringe Dampfmenge entweichen. Dieses Abblasen ist für den Heizer das Signal dafür, daß Maßnahmen zur Verhinderung einer weiteren Drucksteigerung zu ergreifen sind. Gelingt es ihm, die Spannung wieder herabzudrücken, so schließt das Sicherheitsventil genau bei dem Druck ab, bei dem es gehoben wurde.

Wie die Abbildung zeigt, hat das von Schäffer & Budenberg, G. m. b. H., Magdeburg-Buckau ausgeführte Ventil zwei übereinanderliegende Teller, von denen jedoch nur der untere dicht schließt. Der Dampfdruck wirkt konstant unter dem Ventilteller, der beim Überschreiten der Konzessionsspannung angehoben wird, so daß Dampf in die Ringkammer entweichen kann. Die die Ringkammer abdeckende Platte läßt an ihrem Umfang soviel Dampf hindurch, daß während des beginnenden Abblasens kein nennenswerter Druck entsteht. Steigt die Kesselspannung weiter, so hebt sich das Ventil höher und im Ringraum entsteht ein Druck, der auf die Hubvergrößerungsplatte wirkt und eine bedeutende, aber sanfte Eröffnung des Sicherheitsventils bis annähernd zu seinem vollen Hub herbeiführt. Das Verhältnis zwischen dem unteren Ventilteller und dem oberen Rand sowie sein Spielraum im Gehäuse sind so gewählt, daß die Eröffnung beginnt, nachdem der Konzessionsdruck etwa um ¼ At überschritten ist. Das Ventil legt dabei etwa die Hälfte seines Hubes zurück. Wird die Drucküberschreitung größer, so öffnet sich das Ventil noch mehr und ist bei einer Überschreitung von ½ bis ¾ At ganz offen. Dieser Fall tritt aber nicht ein, wenn die Ventilgröße nach einer von der genannten Firma aufgestellten Tabelle gewählt wird, weil der Kessel dann nicht genügend Dampf entwickeln kann.

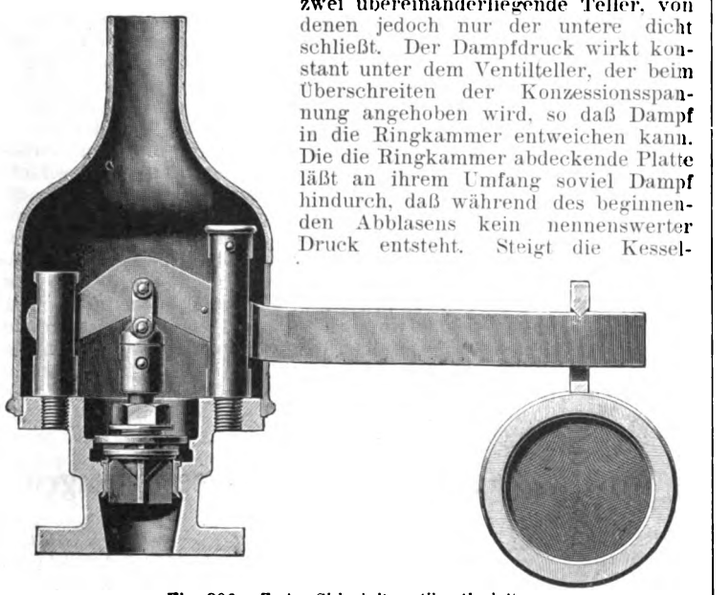


Fig. 390. Z. A.: Sicherheitsventil „Absolut“.

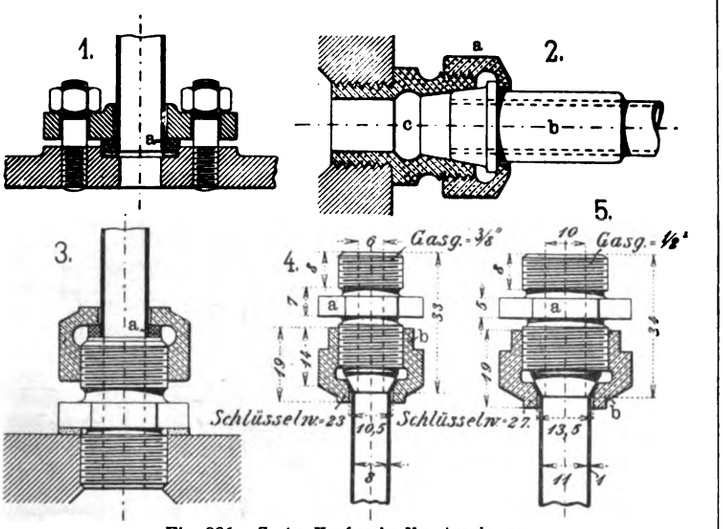


Fig. 391. Z. A.: Kupferrohr-Verschraubungen.

Die Hubvergrößerungsplatte besitzt eine ringförmige Durchbrechung, über der eine Verschraubung vorgesehen ist, um das Maß der Undichtheit zwischen dem Ringraum und der Atmosphäre regeln zu können. Diese Verschraubung wird durch Unterlegen eines Ringes für einen bestimmten Druck eingestellt. Soll der Hochhub des Sicherheitsventils erst bei größerer Drucküberschreitung beginnen, so braucht man den Ring nur durch einen stärkeren zu ersetzen oder durch einen zweiten zu ergänzen, d. h. die Verschraubung höher zu stellen. Der Hebel des Ventils stützt sich gegen eine fest mit dem Ventilgehäuse verschraubte breite Schneide, so daß die Schrauben des Gehäusedeckels durch die Gewichtsbelastung nicht beansprucht werden. Zwischen dem mit einer gleichbreiten Schneide versehenen Druckstift des Ventils und dem Ventilkegel liegt eine lose Kugel, die eine reibungslose Bewegung gewährleistet und alles Ecken verhindert.

Kupferrohr-Verschraubungen.

Von **C. Schröder** in **Berlin.**

(Mit Abbildung, Fig. 391.) Nachdr. verb.

Die Anschlüsse von Kupferrohren geringeren Durchmessers zur Fortleitung von Dampf, Luft, Öl, flüssigen Brennstoffen usw. zeigen eine große Mannigfaltigkeit in der Ausführung. Gemeinsam ist jedoch fast allen ein mit dem Rohr verlöteter Teil, der mittels Flanschen oder Gewinde festgehalten wird.

Dieser Teil ist in vielen Fällen ein am Ende des Kupferrohrs hart aufgelöteter Bund a (Skz. 1 und 3) aus Kupfer oder Messing, der beim Anziehen der Verschraubung oder der Flanschenschrauben zur Befestigung sowie zur Abdichtung dient. Für Rohre, die mechanischen Beanspruchungen oder Erschütterungen unterliegen, eignet sich diese Verbindung schlecht, da die kleine Lötfläche zwischen Rohr und Bund leicht nachgibt. Bei der Verschraubung nach Skz. 3 löst sich die Lötstelle oft schon beim Anziehen der Überwurfmutter.

Bei der häufiger angewandten Verbindung nach Skz. 2 ist die Dichtung und Befestigung des Rohres einem besonderen, eigens hierfür ausgebildeten Teil b übertragen, der zur Gewinnung einer großen Lötfläche genügend lang gehalten wird. An einem Ende besitzt er eine Konus- oder Kugelfläche, mit der er in eine entsprechende Fläche des Nippels c hineinpaßt. Die Überwurfmutter a preßt die beiden Teile fest zusammen.

Auch diese Verbindung läßt zu wünschen übrig, da sie sich der Lötung bedient. Eine einigermaßen sichere Befestigung gewährt nur die teure Hart- oder Silberlötung, und selbst hierbei kommt es vor, daß beim Anziehen der Verschraubung oder durch Erschütterungen im Betriebe die Lötung nachgibt. Auf jeden Fall hängt man bei der Lötverbindung von der Sorgfalt des Arbeiters ab.

Die in Skz. 4 und 5 gezeichnete Verbindung ist trotz ihrer großen Vorzüge noch wenig bekannt. Bei ihr ist jede Lötung vermieden. Sie besteht nur aus zwei Teilen, einem Nippel a und einer Mutter b. Der Nippel hat einen Außenkonus, die Mutter einen entsprechenden Innenkonus. Zur Herstellung der Verbindung wird die Mutter über das Rohr gestreift, dieses ein wenig aufgedornt und beim Aufschrauben der Mutter zwischen die beiden Konusse gepreßt. Dadurch erlangt man eine äußerst dichte und feste Verbindung, die jederzeit leicht lösbar ist und, was besonders bei Automobilen und landwirtschaftlichen Maschinen vorteilhaft ist, auch von Laien ohne weiteres ausgeführt werden kann.

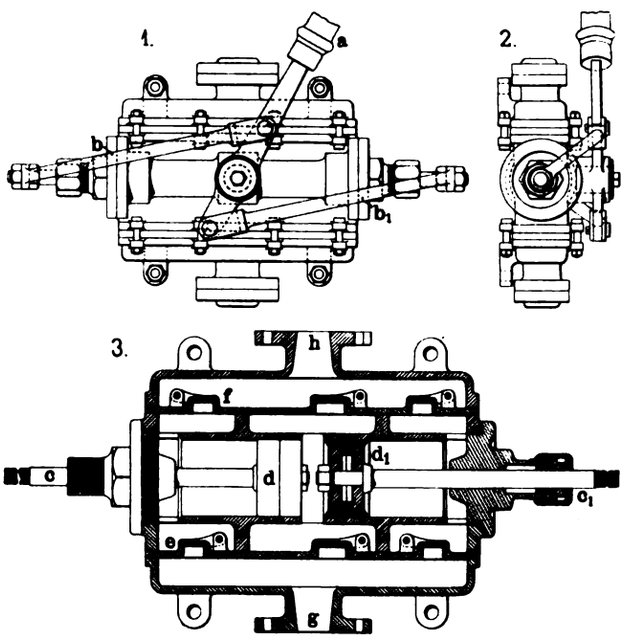


Fig. 392. Z. A.: Plungerpumpe für große Saughöhen.

Plungerpumpe für große Saughöhen.

(Mit Abbildung, Fig. 392.)

Nachdruck verboten.

Die Firma W. H. Wilcox & Co. in London hat eine neue Ausführung von Plungerpumpen auf den Markt gebracht. Ihre Konstruktion stellen wir nach „The Engineer“ in Fig. 392 dar.

Wie Skz. 1 und 3 zeigen, sind die Kolbenstangen $c\,c_1$ der voneinander unabhängigen Kolben $d\,d_1$ durch die beiden Stangen b und b_1 mit dem Handhebel a verbunden. Wird der letztere

Digitized by Google

nach links bewegt, so wird das vor dem Kolben stehende Wasser durch die an den Enden des Zylinders befindlichen Druckventile f in die Leitung gepreßt, während sich gleichzeitig durch die Saugleitung der Raum zwischen den beiden Kolben nach Öffnen der mittleren Ventilklappe füllt. Bei Rechtsbewegung des Hebels a wird das Wasser zwischen den Kolben d d_1 durch das mittlere Ventil in die Leitung h gedrückt und in die Endräume des Zylinders auf beiden Seiten durch die Ventile e gesaugt. Die Kolben sind durch

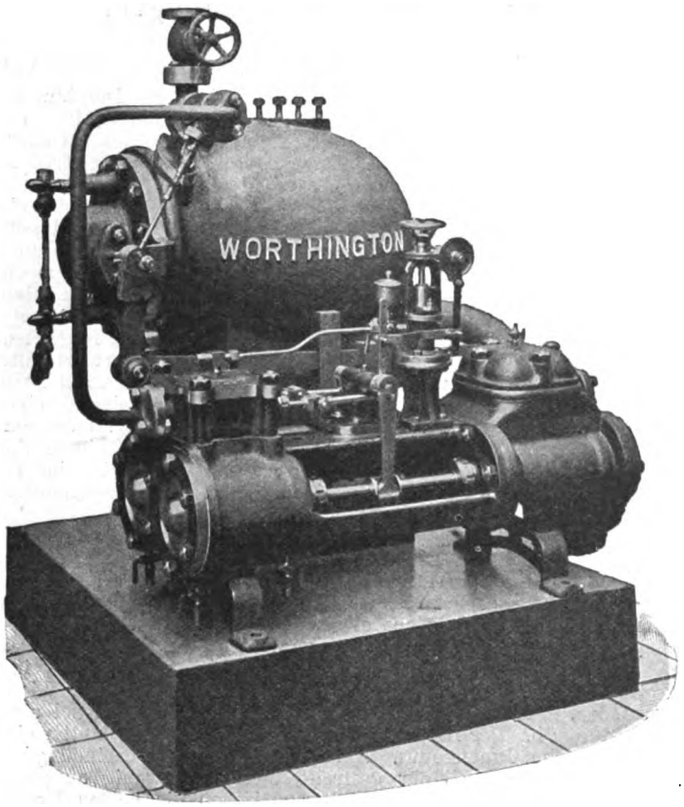


Fig. 393. Z. A.: Worthington Kondensat-Rückspeisepumpe mit Behälter.

geeignete Lederstulpen abgedichtet. Um ein Einrosten zu verhindern, wird der Pumpenzylinder in der üblichen Weise aus Messing hergestellt. Die Ventildeckel an der Saug- und Druckseite sind selbstschließend und leicht auswechselbar. Ein weiterer Vorzug der Pumpe besteht darin, daß sie immer saugend und drückend in gleichen Mengen wirkt und dadurch regelmäßig arbeitet. Die Aus- und Einlaßventile der Mittelkammer haben natürlich den doppelten Querschnitt der Ventile f und e.

Bei Verwendung eines Fußventils saugt die Pumpe aus 8 m Tiefe an und fördert auf 33 m Höhe und darüber. Zur Verhinderung von Frostschäden sind an der Stirn des Zylinders und dem Boden zwei Auslaufhähne angebracht. Der eine dient auch zum Einfüllen von Wasser, falls die Pumpe undicht werden sollte.

Die Pumpen lassen sich auch gut für heißes Wasser und zur Förderung anderer Flüssigkeiten verwenden und können, mit passendem Getriebe versehen, selbst von Windmühlen und anderen Hilfskräften betrieben werden. Die Pumpen für Handbetrieb sind mit vier angegossenen Ösen versehen zur Befestigung an der Wand.

Worthington Kondensat-Rückspeisepumpe mit Behälter.

(Mit Abbildung, Fig. 393.)

Nachdruck verboten.

Eine von der Worthington Blake Pumpen Compagnie m. b. H. Berlin ausgeführte neuere Konstruktion einer Kondensat-Rückspeisepumpe, die sich für Dampfanlagen jeder Art eignet, wird in Fig. 393 veranschaulicht. Die automatisch wirkende Kondensat-Rückspeiseeinrichtung besteht aus Pumpe, Behälter und leicht zugänglicher justierbarer Reguliervorrichtung.

Als Pumpe dient die bekannte Worthington Duplex und direkt wirkende Speisepumpe, die mit selbstdichtender und leicht auswechselbarer Heißwasserpackung für die Pumpenkolben ausgerüstet ist. Die Dampfzylinder werden mittels eines Kondensations-Tropfschmierapparates oder bei überhitztem Dampf mittels einer auf der Pumpe montierten und durch Hebelmechanismus von der Schiebersteuerung angetriebenen Schmierpresse geölt. Durch die vierfache Wirkungsweise der Pumpe ist eine gleichmäßige Förderung und Entnahme des Kondensats aus dem Behälter und somit ein ruhiger stoßfreier Gang gesichert.

Der Behälter ist meistens aus Gußeisen hergestellt, mit einem Stutzen für den Anschluß der Kondensatzuleitung und mit angeschraubtem Deckel versehen; auf ihm befindet sich ein kompletter Wasserstand, und in ihm bewegt sich die Achse der Schwimmer- und Reguliervorrichtung.

Die Reguliervorrichtung besteht aus dem im Behälter auf einem Hebelarm befestigten Schwimmer und aus dem auf dem Behälter angebrachten Reguliverventil mit besonderem Gelenk- und Hebelübertragungsmechanismus, sowie verschiebbarem Gegengewicht. Damit der Schwimmer nicht undicht wird, ist er offen ausgeführt und so angeordnet, daß er durch das zufließende Kondensat stets gefüllt bleibt. Die Regulierung und der Gang der Pumpe ist infolgedessen stets gleich und ändert sich nur mit der zufließenden Kondensatmenge. Der Behälter mit der Schwimmer- und Reguliervorrichtung bildet für sich ein geschlossenes Ganze, die Pumpe ein zweites. Beide werden nur durch zwei Rohre für Kondensat und Dampf verbunden. Dank dieser Ausführung kann die Pumpe leicht gegen eine größere oder kleinere, je nach den Erfordernissen des Betriebes, ausgewechselt werden, ohne daß Änderungen im Behälter oder in der Reguliervorrichtung stattfinden. Diese Anordnung ermöglicht auch bequemen Transport der Pumpe und des Behälters. Vor dem Versand wird die Kondensat-Rückspeisepumpe genau einreguliert, so daß sie nach erfolgter Aufstellung, Herstellung der nötigen Rohranschlüsse und Verpackung der Stopfbüchsen betriebsfertig ist. Kleinere Regulierungen geschehen durch Verschieben des Gegengewichtes.

Das Reguliverventil besteht aus Prima-Nickelbronze; um es zu entlasten, ist, wie die Abbildung zeigt, außerdem ein Anlaßventil vorgesehen. Die Worthington Kondensat-Rückspeisepumpe bildet ein der Kondesatzuflußmenge vollkommen entsprechendes automatisch wirkendes Aggregat. Die Pumpen können in allen Industriezweigen verwendet werden, wo mit Dampf geheizt, gekocht oder getrocknet wird; sie erhöhen die Leistungsfähigkeit der Kesselanlage und tragen zur Kohleersparnis bei. Die Firma baut die Rückspeisepumpe in verschiedenen Größen bis zu ca. 60 cbm stündlicher Leistungsfähigkeit.

Druckminderventil für Wasserleitungen.

(Mit Abbildung, Fig. 394.)

Nachdruck verboten.

Während es für Dampfleitungen bewährte Reduzierventile oder Druckregler gibt, ließ sich bei Wasserleitungen der reduzierte Druck mit den bisher gebräuchlichen Ventilen bei ungleichem Wasserdurchfluß nicht konstant halten.

Das neue Wasserdruck-Reduzierventil der Firma Bopp & Reuther, Maschinen- und Armaturenfabrik in Mannheim-Waldhof ist nun für diesen Zweck geeignet. Das in Fig. 394 im Längenschnitt dargestellte Ventil vermindert selbsttätig den Hochdruck in den Haupt- und Zuleitungen des Wasserleitungsnetzes sowie in den Hausleitungen auf beliebig niedere Spannungen und bietet gleichzeitig Schutz gegen Rohrbrüche und ihre Folgen. Ist das Ventil in die Leitung eingebaut, so hat man es nur durch Hoch- oder Niederdrehen der Schraube zu regulieren, bis das Manometer am Ventil den verminderten Druck anzeigt. Das Ventil arbeitet hierauf vollkommen selbsttätig. Sobald der Druck an dem eigentlichen Ventil V unter die reduzierte Spannung sinkt, wird es durch den von der Feder F ausgeübten Druck nach unten bewegt, also geöffnet. Steigt die Spannung, so wird das Ventil V und damit die Feder F nach oben gedrückt, bis sich das Ventil ganz schließt, sobald der Druck die ursprüngliche normale Spannung wieder erreicht hat. Der reduzierte Druck wird also auch dann konstant gehalten, wenn großer oder geringer Wasserdurchfluß stattfindet, oder wenn sämtliche Zapfstellen geschlossen sind. Eine Verminderung des Wasserdurchflusses ist selbst bei ungleichem Wasserzufluß ausgeschlossen, weil eben das Ventil sich hierbei selbsttätig reguliert und somit freien Durchfluß gestattet. Das Ventil wird betriebsfertig versandt und kann ohne weiteres in die Leitung eingebaut werden.

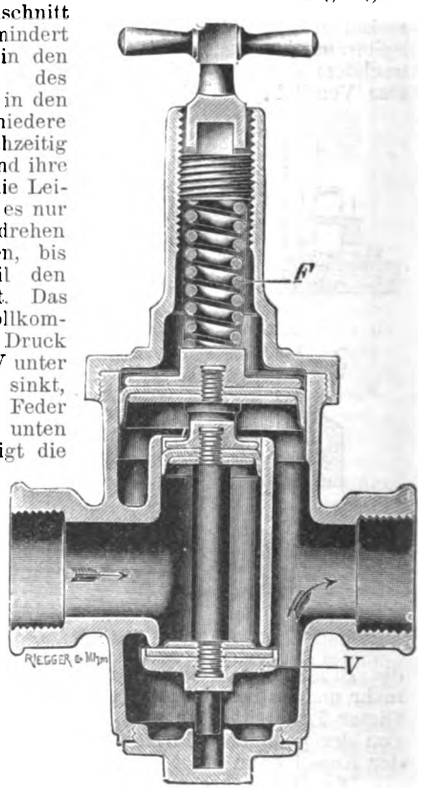


Fig. 394. Z. A.: Druckminderventil für Wasserleitungen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 24. Begründet von W. H. Uhland. 19. November 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Steuerung für reversierbare Walzenzugmaschinen.

Von Fritz Luhr, Neumühl-Ruhrort.

(Mit Abbildungen, Fig. 395 u. 396.)

Nachdruck verboten.

Bei der reversierbaren Walzenzugmaschine ist der wichtigste Teil zweifellos die Steuerung, denn von ihr hängt nicht allein die Ökonomie, sondern auch die Manövrierfähigkeit der Maschine ab. Von einer guten Steuerung muß man deshalb verlangen, daß sie der Maschine eine hohe Manövrierfähigkeit verleiht und gleichzeitig möglichst ökonomisch arbeitet. Um beurteilen zu können, ob eine Steuerung beiden Anforderungen gerecht wird, ist die genaue Kenntnis des Walzvorganges von größter Wichtigkeit, weil daraus die Bedingungen hergeleitet werden, die von der Maschine und der Steuerung erfüllt werden müssen. Die Maschine soll nämlich den ankommenden Block sicher erfassen, dann mit möglichster Geschwindigkeit verarbeiten, gegen Ende des Stiches aber ihre Geschwindigkeit wieder vermindern, um ein Fortschleudern des Blockes beim Verlassen der Walze zu verhindern. Hat der Block die Walzen verlassen, so muß die Maschine sofort stillstehen und mit größter Geschwindigkeit ihre Umdrehungsrichtung verändern können, damit unnötiger Zeit- und Dampfverschwendung vorgebeugt wird. Zur Erfüllung dieser Bedingungen muß die der Maschine zugeführte Energiemenge durch die Steuerung so geregelt werden können, daß sie dem jeweiligen Kraftbedarf und der gewünschten Geschwindigkeit genau entspricht.

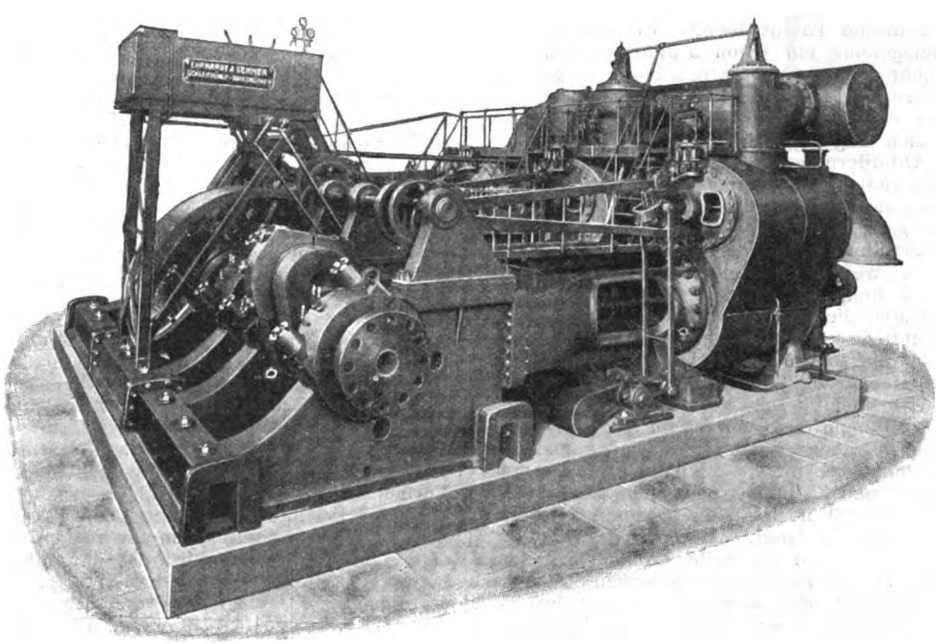


Fig. 395. Z. A.: Steuerung für reversierbare Walzenzugmaschinen.

Da die Art und Weise, wie die Regulierung der Energiemenge erfolgt, für die Beurteilung der Güte einer Steuerung ausschlaggebend ist, so sollen die Wege, die dabei eingeschlagen werden können, im folgenden kurz besprochen werden.

Man kann die Arbeitsleistung einer Dampfmaschine dadurch regulieren, daß man entweder bei gleichbleibendem Dampfdruck die zugeführte Dampfmenge verändert, oder aber bei gleichbleibender Dampfmenge und gleichbleibender Füllung der Maschine den Dampfdruck verändert, oder schließlich dadurch, daß man beide Verfahren vereinigt. Das folgende durch ein Diagramm erläuterte Beispiel wird die Sache deutlich machen.

Angenommen, die Maschine arbeitet mit 7 At Dampfdruck und mit großer Füllung, etwa mit 60%, dann stellt das Diagramm a b c d e (Fig. 396, Skz. 1) die Arbeitsleistung dieser Maschine vor. Ist diese Leistung zu groß, so läßt sich der Dampfdruck bei gleicher Füllung durch Abdrosseln auf etwa 6 At verringern. Das Diagramm wird dann nach der Linie a_1 b_1 c_1 d e verlaufen.

Man kann die Arbeitsleistung der Maschine, wie gesagt, auch durch Änderung der Füllung herabsetzen. Verringert man diese z. B. auf 40%, so beginnt die Expansion des Dampfes bereits im Punkte b_2, und die Arbeitsleistung der Maschine wird jetzt durch das Diagramm a b_2 c_2 d e dargestellt. Unser Beispiel ist so gewählt, daß das Diagramm a_1 b_1 c_1 d e dem anderen Diagramm a b_2 c_2 d e genau inhaltsgleich ist. Durch beide Verfahren ist also genau derselbe Erfolg erreicht worden, und es ist leicht verständlich, daß der Dampfverbrauch viel höher ausfällt, falls die Leistung der Maschine durch Verminderung des Dampfdruckes reguliert wird. Das ergibt sich ohne weiteres, wenn wir die im Zylinder vorhandene Dampfmenge feststellen. Legen wir durch die Diagramme eine horizontale Linie f k, welche die beiden Expansionslinien b_2 c_2 und b_1 c_1 in den Punkten g und h schneidet, so stellt die Linie f g den Dampfverbrauch bei Füllungsveränderung, f h bei Veränderung des Dampfdruckes vor. Beide Linien verhalten sich wie 83/99. Durch Veränderung der Füllung werden also gegenüber dem Drosselverfahren etwa 16% Dampf gespart. Die Dampfersparnis wird um so höher, je mehr die Arbeitsleistung der Maschine von der maximalen abweicht, d. h. je mehr der Dampf bei dem einen Verfahren gedrosselt werden muß. Drosseln wir z. B. anstatt auf 6 auf 5,4 At, so können wir, wie aus dem zweiten Diagramm (Fig. 396, Skz. 2) ersichtlich ist, dasselbe auch durch Verkleinerung der Füllung auf 30% erreichen. In diesem Falle verhalten sich die beiden Linien f g zu f h wie 67/88, was eine Ersparnis von 24% bedeutet. Aus dieser Betrachtung ersieht man, daß behufs guten Dampfverbrauches auch bei den Reversier-Maschinen eine Steuerung zu verwenden ist, die die Leistung der Maschine dem Kraftbedarf der Walzenstraße durch Veränderung der Füllung anzupassen gestattet.

Die bisherigen Steuerungen erfüllen aber diese Anforderungen nur mangelhaft. Stets wird nämlich in der Weise gewalzt, daß der Maschinist die Maschine mit zwei Hebeln steuert. Von diesen beiden Hebeln wirkt einer auf die Kulissensteuerung ein, der andere auf das Drosselventil. Die Kulisse wird fast immer in ihre äußerste Stellung, also auf volle Füllung gerückt und die Leistung und Geschwindigkeit der Maschine dadurch geregelt, daß der Maschinist mit Hilfe des Drosselventils die überschüssige Kraft einfach wegdrosselt. Eine Expansionswirkung des Dampfes läßt sich aber nur dadurch erreichen, daß man die Kulisse stets auf die Füllung einstellt, die der vorliegenden Walzarbeit entspricht. Der Dampf braucht dann nicht gedrosselt zu werden. Solange aber der Maschinist mit zwei Hebeln arbeitet, ist diese richtige Einstellung der Kulisse nicht möglich, weil die gegenseitige Stellung der Hebel lediglich von der Willkür des Maschinisten abhängt. Man ist nun davon ausgegangen, der dadurch entstehenden Dampfverschwendung möglichst vorzubeugen, indem die Maschine fast nur durch Veränderung der Füllung reguliert wird. Es fragt sich nun, ob dieses Verfahren mit der zweiten Forderung zu vereinigen ist, daß nämlich die Steuerung der Maschine auch eine hohe Manövrierfähigkeit verleiht. Um dies zu zeigen, wollen wir moderne Maschinen zum Vergleich heranziehen, und zwar solche, die mit Verbundwirkung arbeiten.

Es ist bekannt, daß die ersten Verbundmaschinen für reversierbare Walzwerke sehr schlechte Resultate ergaben, weil sie nach Erledigung eines Stiches schlecht anzogen, da der im Receiver vorhandene Dampf beim Stillsetzen verloren ging. Man mußte deshalb den Receiver bei jedem neuen Stich mit neuem Dampf füllen. Auf diese Weise waren Ersparnisse durch den Verbundbetrieb nicht möglich. Außerdem wurde zum Walzen viel mehr Zeit gebraucht, als bei einer Hochdruckmaschine, weil die Zeit zum Füllen der Receiver für das Walzen verloren ging und die Maschine nach Beendigung des Stiches solange weiter lief, bis der im Receiver vorhandene Dampf abgearbeitet war. Diesem Übelstande wurde zuerst durch ein Verfahren von Cockerill abgeholfen, der mit dem Frischdampfventil auch die Dampfzufuhr zu dem Niederdruckzylinder absperrte, indem er ein zwischen Niederdruckzylinder und Receiver eingeschaltetes zweites Ventil gleichzeitig mit dem Frischdampfventil schloß. Dieses Verfahren wurde Cockerill bereits im Jahre 1882 in Belgien patentiert. Es ist kein Zweifel, daß es nach dem damaligen Stande des Maschinenbaues einen wesentlichen Fortschritt

Digitized by Google

bedeutete; denn durch dieses zweite Ventil wurde das Entweichen des Dampfes aus dem Receiver verhindert. Infolgedessen konnte die Maschine bei dem neuen Stich sofort wieder anfahren und als Verbundmaschine weiter arbeiten. Leider wurde dieses Verfahren damals fast gar nicht beachtet, weil man überhaupt die Vorteile der Verbundmaschine noch nicht recht würdigte, und so geriet das Cockerillsche Patent vollständig in Vergessenheit. Erst als Mitte der 90er Jahre die Notwendigkeit, auch bei reversierbaren Walzenzugmaschinen Dampf zu sparen, immer dringender wurde, nahm die Firma Sack & Kießelbach das alte Cockerillverfahren wieder auf und erwarb darauf in Deutschland ein neues Patent. Das war möglich, weil, wie gesagt, das belgische Patent im Laufe der Jahre in Vergessenheit geraten war und niemand daran dachte, auf Grund dieses bereits veröffentlichten Verfahrens den Kießelbachschen Patentanspruch anzufechten. Erst später wurde das Cockerillsche Verfahren wieder ans Tageslicht gezogen. Da nun aber das von

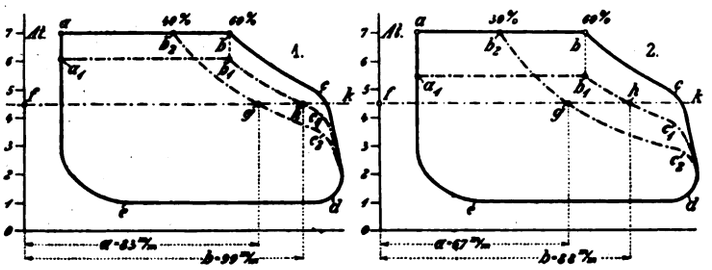


Fig. 396. Z. A.: Steuerung für reversierbare Walzenzugmaschinen.

Kießelbach genommene deutsche Patent bereits 5 Jahre bestand, und nach deutscher Gesetzgebung ein schon 5 Jahre bestehendes Patent überhaupt nicht mehr angefochten werden kann, so gewann Kießelbach durch die Anwendung dieses Cockerillschen Stauventiles vor den anderen Firmen einen wesentlichen Vorsprung. Diese waren nun gezwungen, sich angelegentlich mit dieser Frage zu beschäftigen, so daß die Anforderungen, die bei Verbundmaschinen an eine gute Steuerung zu stellen sind, einer eingehenden Prüfung unterworfen wurden, wobei sich herausstellte, daß mit dem Kießelbachschen Stauventil eine ganze Reihe Nachteile verknüpft waren.

Wie schon anfangs erwähnt wurde, arbeitet jene Steuerung ökonomisch am günstigsten, welche die Regulierung der Leistung durch Veränderung der Füllung ermöglicht. Bei dem Kießelbachschen Stauventil wird aber die Leistung der Maschine fast ausschließlich durch Drosselung des Dampfes geregelt, und zwar ist der Einfluß der Drosselung um so größer, weil nicht nur bei Eintritt des Dampfes in den Hochdruckzylinder gedrosselt wird, sondern auch am Niederdruckzylinder. Der Vorteil des Stauventiles beruhte deshalb auf der Aufstauung des Dampfes im Receiver durch Einschalten eines Ventiles zwischen Niederdruckzylinder und Receiver. Auch dieser Vorteil wird nicht vollkommen ausgenutzt, weil der zwischen Stauventil und Zylinder vorhandene Dampf verloren geht und seine Energie erst noch an die Maschine abgeben muß, bevor sie zum Stillstand gelangt. Es galt deshalb eine Steuerung zu finden, die diese beiden Nachteile, nämlich die übermäßige Drosselung und den Verlust des Dampfes zwischen Stauventil und Niederdruckzylinder beseitigt oder wenigstens vermindert.

Das Ergebnis dieser Forschungen war zunächst die Rottmann-Steuerung (Ehrhardt und Sehmer), bei der die durch die Drosselung hervorgerufenen Verluste dadurch vermindert wurden, daß man am Niederdruckzylinder an Stelle des Stauventiles eine Expansionssteuerung setzte. Diese wurde so ausgebildet, daß der Abschluß des Dampfes unmittelbar am Schieber erfolgte, und damit der zweite Vorteil erreicht, daß der Verlust des Dampfes zwischen der Absperrvorrichtung und dem Zylinder fast ganz beseitigt wurde. Die Steuerung hat jedoch den Nachteil, daß infolge der Anordnung der Expansionssteuerung am Niederdruckzylinder und der Verbindung dieser Steuerung mit dem Absperrventil des Frischdampfes, der Steuerungsantrieb etwas umständlich ausfiel und deshalb für Walzbetrieb nicht zuverlässig genug erschien.

Ehrhardt und Sehmer wenden bei ihren neuen reversierbaren Walzenzugmaschinen (Fig. 395) eine Steuerung an, bei der die erwähnten Nachteile nach Möglichkeit dadurch vermieden sind, daß an allen Zylindern nur mit reiner Füllungsveränderung gearbeitet wird. Der Dampfverbrauch erreicht deshalb seinen geringsten Wert. Da beim Stillsetzen der Maschine der Dampfeintritt in den Niederdruckzylinder direkt durch den Kolbenschieber selbst verschlossen wird, die Absperrung also unmittelbar am Zylinder selbst stattfindet, ist auch der erwähnte Dampfverlust ausgeschlossen. Eine weitere Folge dieser unmittelbaren Absperrung in sämtlichen Zylindern ist, daß die Maschine sofort stillsteht, weil kein Dampf mehr vorhanden ist, der Arbeit leisten könnte. Dieses Stillstehen der Maschine wird dadurch noch beschleunigt, daß der Dampf in den Zylindern durch die lebendige Kraft der Walzenstraße komprimiert wird. Die lebendige Kraft der Walzenstraße geht also nicht verloren, sondern setzt sich in Kompression um, und diese beschleunigt wieder das Stillstehen der Straße.

Wie groß die Ersparnisse durch diese Steuerung sind, hängt von den Verhältnissen ab. Ist die Reversiermaschine sehr reichlich bemessen, so daß die Walzarbeit auch mit kleinen Füllungen geleistet werden kann, dann ist die Ersparnis am größten. Ist dagegen die Maschine so knapp bemessen, daß sie die Walzarbeit nur mit der maximalen Füllung bewältigen kann, so sind die Ersparnisse durch die Füllungsveränderung gleich Null, weil die Regulierung dann nicht möglich ist, d. h. es kann weder bei der Drosselregulierung gedrosselt werden, noch bei der Füllungssteuerung die Füllung vermindert werden. Bei beiden Steuerungen würden also die Leistungen durch das Diagramm a b c d e dargestellt, wenn die maximale Füllung 60% betragen würde. In diesem Falle würden die Vorteile der neuen Steuerung nur im schnelleren Stillsetzen der Maschine und im Fortfall des Dampfverlustes am Niederdruckzylinder bestehen. Da die Maschinen, namentlich die für Fertigstraßen, ein stark wechselndes Programm haben, ihr Kraftbedarf also stark wechselt, so dürfte sich im allgemeinen eine mittlere Ersparnis von 15 bis 20% ergeben. Aber selbst wenn die Ersparnisse nicht so hoch wären, würden die Kosten für den Einbau dieser Steuerung schon in kurzer Zeit gedeckt sein. Außerdem bietet die Steuerung den Vorteil, daß sie infolge ihrer Einfachheit der Maschine eine große Betriebssicherheit verleiht und infolge ihrer Manövrierfähigkeit eine Erhöhung der Produktion gestattet. Schwierigkeiten haben sich bisher nicht ergeben; im Gegenteil hat sich gezeigt, daß die damit ausgerüsteten Maschinen, von den Dampfersparnissen ganz abgesehen, die Walzarbeit viel schneller und sicherer verrichten als andere Maschinen.

Leitspindel-Schnelldrehbank.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 59 und Abbildungen, Fig. 397 u. 398.)

Nachdruck verboten.

Bei den Schnelldrehbänken werden infolge der hohen Tourenzahl und der größeren Arbeitswiderstände beim Schruppen schwerer Werkstücke mit dem Schnellstahl besonders hohe Anforderungen an die Antriebe gestellt. Sie erfordern daher eine größere Zwangläufigkeit für diese, sowie eine größere Sicherheit gegen fahrlässiges Bedienen. Die größere Zwangläufigkeit wurde durch Ausbildung des Rädergetriebes in ein Stufenrädergetriebe als Ersatz der Stufenscheibe erreicht. Eine interessante Ausführung einer Leitspindel-Schnelldrehbank mit Spindelstock ohne Stufenscheibe D. R.-P. wie sie von der Firma H. Wohlenberg Kommanditgesellschaft, Drehbank-Fabrik und Eisengießerei, Hannover, hergestellt wird, zeigen Fig. 397 sowie die Konstruktionsdetails der Tafel 59.

Fig. 32 der Tafel stellt einen Schnitt durch den Spindelstock dar und läßt erkennen, daß das für einen sechsfachen Geschwindigkeitswechsel erforderliche Rädervorgelege in zwei Gruppen übereinander angeordnet ist. In dem geschlossenen Spindelkasten ist ein dreifaches Stufenrädergetriebe mit zwei ausrückbaren Vorgelegen gelagert, so daß einfache, doppelte, drei- und vierfache Räderübersetzung geschaltet werden kann. Zahnbrüchen ist durch Vermeidung verschiebbarer Räder vorgebeugt. Für schwere Schnitte wird zur Erlangung größerer Übersetzung das untere rechtsseitige Vorgelege geschaltet. Zum Ausrücken der Vorgelege, das durch den Hebel c bewirkt wird, ist die untere Welle exzentrisch gelagert (Fig. 30). Das Handrad d (Fig. 30) dient zum Herumlegen der Büchse mittels Schnecke und Schneckenrad, wodurch die Zahnräder $Z = 34$ und $Z = 13$ außer Eingriff kommen. Zur weiteren Bedienung des Spindelstocks dienen die Hebel a und b; der Spindelstock besitzt zylindrische Spindellagerung mit geteilten Lagern.

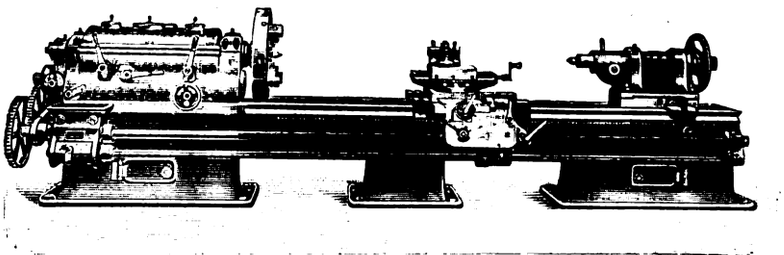


Fig. 397. Z. A.: Leitspindel-Schnelldrehbank.

Die Drehbank hat bei 340 mm Spitzenhöhe, 2000 mm Spitzenweite und 4320 mm Bettlänge ein sehr kräftiges Bett, das in der Breite des Reitstockes vertieft gehobelt ist und auf drei starken Kastenfüßen m ruht. Zur Verhütung der Abnutzung besitzt es besonders hohe Seitenführung; die vordere Führung ist als doppeltes, nach innen gekehrtes sehr hohes Prisma ausgebildet. Dadurch wird die untere Prismenfläche zu einer wirksamen Stützfläche für den Schlitten (s. Fig. 398), sobald der Stahldruck beim Drehen großer Stücke über die Bettkante hinauswirkt. Der stark gebaute, schwere Reitstock l wird durch Handkurbel, Zahnstange und Zahnrad am Bett verschoben (Fig. 10 u. 12).

Der Schlitten der Drehbank ist ausgerüstet mit Patent-Selbstgang mit gegenseitiger selbsttätiger Blockierung des Mutterschlosses beim Plan- und Längsdrehen; Fig. 3 u. 4 geben die Konstruktion

Digitized by Google

am besten wieder. Durch einfaches Herumlegen des Hebels nach rechts oder links wird der Plan- oder Längszug eingerückt. Bei Mittelstellung des Hebels sind beide Bewegungen eingeschaltet. Durch absolut sichere gegenseitige Verriegelung der drei Bewegungen wird jeder Irrtum bei Bedienung des Schlittens ausgeschlossen. Der Transportwellenantrieb durch Räderwerk beseitigt das Gleiten des Riemens bei starker Spanabnahme. Bei entsprechender Schaltung mit Hebel 0 werden verschiedene Vorschubsgeschwindigkeiten ermöglicht, ebenso der sofortige direkte Übergang vom langsamen zum schnellen Vorschub.

Der Schnitt des Schlittens in Fig. 21 veranschaulicht dessen Einrichtung zur Vereinfachung des Gewindeschneidens. Die beiden Leitspindel-Mutterhälften werden durch die doppelgängige Spindel mit Rechts- und Linksgewinde geöffnet und geschlossen, und deren Bewegungen werden dazu benutzt, den Gewindestahl aus dem Gewinde herauszuziehen oder ihn wieder einzuführen. Es ist infolgedessen statt verschiedener Handbewegungen nur eine einzige Manipulation nötig.

Die Verbrennungsmaschine

zum Antrieb von Seeschiffen.

Nachdruck verboten.

Die günstigen Erfahrungen, die bei der Verwendung von Verbrennungsmaschinen, besonders Gasmaschinen zum Antriebe von kleinen Schiffen und Motorbooten gesammelt worden sind, ließen den Wunsch berechtigt erscheinen, diese Maschinenart auch zum Antrieb größerer Kriegs- und Handelsschiffe auszunutzen. Anfänglich glaubte man allgemein, daß ein solcher Ersatz der Dampfkraft ohne weiteres durchführbar sein müßte. Bald indes stellte es sich heraus, daß erhebliche technische Schwierigkeiten zu überwinden waren, ehe an einen Ersatz der Dampfmaschine durch die Gasmaschine gedacht werden könnte.

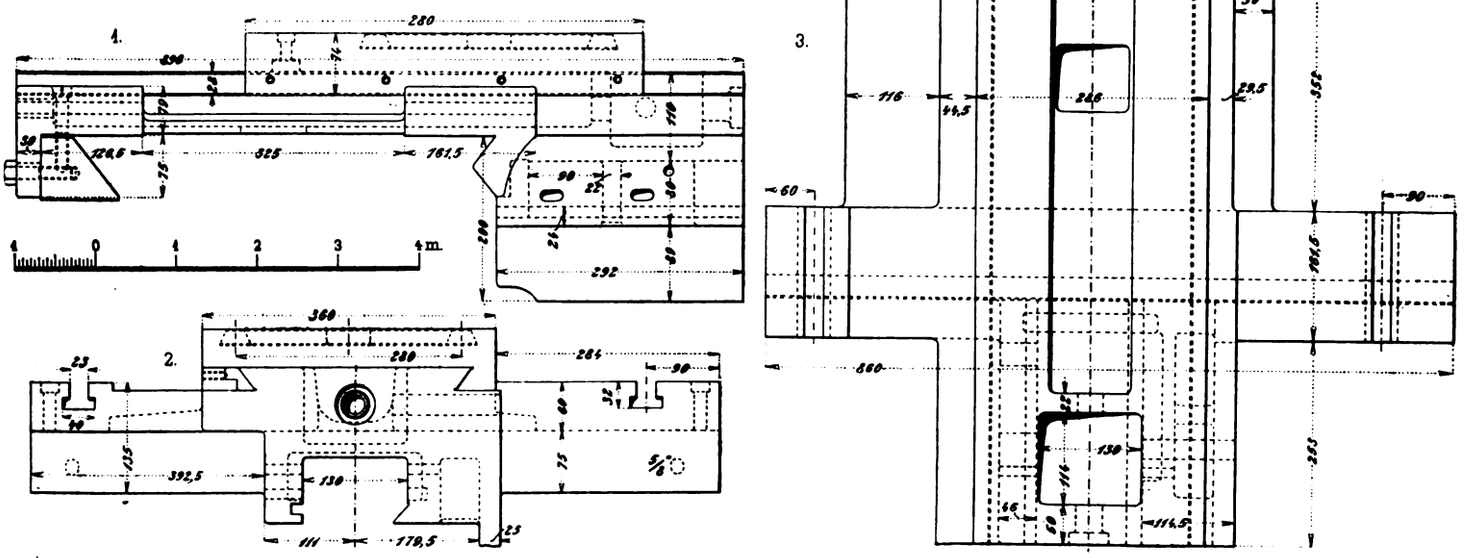


Fig. 398. Z. A.: Leitspindel-Schnelldrehbank.

Die Anwendung der Groß-Gasmaschine für den Schiffsbetrieb würde eine Verminderung des Kohlenverbrauchs auf etwa die Hälfte ermöglichen. Obgleich aber die Gasmaschine auf dem Festlande in einen erfolgreichen Wettbewerb mit der Kolbendampfmaschine und der Dampfturbine treten konnte, blieben ihr in der Schiffbautechnik Erfolge bisher noch versagt. Weder die Gasmaschinen noch die Gaserzeuger erwiesen sich in ihrer heutigen Form für die Installation auf Schiffen geeignet.

Unter denen, die sich eingehend mit der Konstruktion einer für den Schiffbau geeigneten Gasmaschine beschäftigten, hat sich in der letzten Zeit besonders der Engländer Milton hervorgetan; er war es auch, der seine Beobachtungen der „Inst. of Civil Eng." und damit der Öffentlichkeit bekannt gab.

Als Betriebsstoff kann für den Schiffbetrieb nur Generatorgas oder schweres Öl in Frage kommen. Die Hauptpunkte, die für eine zum Schiffantrieb brauchbare Gasmaschine Bedingung sind, lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

1. Die Maschine muß reversierbar sein.
2. Die Maschine muß schnell angelassen und angehalten werden können, um ein beliebiges Vor- oder Rückwärtsfahren zu ermöglichen.
3. Die Maschine muß ohne Schwierigkeit auf jede gewünschte Geschwindigkeitsstufe zwischen maximaler und minimaler Umdrehungszahl regulierbar sein, wobei letztere nicht größer als ein Viertel der maximalen sein soll.
4. Die Maschine muß gut arbeiten, nicht nur in ruhigem Fahrwasser, sondern auch bei hochgehender See, wenn ihre Wirkung auf den Propeller in kürzesten Zeiträumen großen Schwankungen unterworfen ist.

Bei großen Maschinen verbieten diese Bedingungen den Gebrauch von beweglichen Blattpropellern, Klauen oder Zahnradgetrieben sowie Schwungrädern, erfordern vielmehr eine Reversiermaschine mit direktem Antrieb auf einen festen Propeller. Ferner ist ein möglichst gleichmäßiges Drehungsvermögen unter jeder Geschwindigkeitsstufe erforderlich.

Die Umdrehungszahl ist bei Schiffsmaschinen praktisch proportional der Geschwindigkeit des Schiffes. Da dessen Widerstand viel rascher als die Geschwindigkeit zunimmt, so muß, um diese zu vermindern, der effektive Druck weit mehr, als im Verhältnis zur Umdrehungszahl erforderlich sein würde, verringert werden. Diese Bedingung ist infolge des Fortfalls eines Schwungrades besonders schwer durchzuführen.

Weitere Überlegung erfordert die Frage des Drehungsvermögens. Bei einer Viertaktmaschine mit einem Arbeitszylinder schwankt dieses Vermögen von dem 7,7 fachen des Vermögens bei Vorwärtsfahrt bis zu dem 1,5 fachen des Vermögens bei Rückwärtsfahrt. Verwendet man zwei Zylinder oder einen doppeltwirkenden Zylinder, so läßt sich die fragliche Bewegung zwar leichter erreichen, sicher durchzuführen ist sie jedoch am besten mit vier einfach- oder mit zwei doppeltwirkenden Zylindern. Nach dieser Richtung vorgenommene Versuche ergaben, daß die Anordnung mit drei Kurbelwellen für Schiffbetrieb am geeignetsten sein würde.

Der Einbau getrennter Zylinder für die Kompression und Expansion erwies sich nicht als ratsam. Bei einer solchen Anordnung erhalten die Kompressionszylinder nicht den höchsten Grad des bei der Verbrennung erzeugten Druckes und der entsprechenden Temperatur. Andererseits haben diese Zylinder eine größere Arbeit zu leisten, da das Gas nicht nur komprimiert, sondern auch aus den Zylindern hinausgetrieben wird. Es dürfte sich daher empfehlen, den Expansionszylinder mit einem möglichst kleinen Durchmesser auszuführen und den Kolben hierdurch bereits vor der Entzündung des Brennstoffes auf einen gewissen Grad seines Hubes zu bringen. Dadurch ließe sich ohne große Energieverluste eine voneinander getrennte Kompression und Expansion erreichen. Auch andere Vorteile ergeben sich aus dieser Anordnung. Da der Durchmesser bedeutend verkleinert ist, kann in dem Zylinder kein Gas zurückbleiben und eine unerwünschte Verdünnung des Brennstoffes verursachen. Der Hauptdruck läßt sich also auf zwei Arten vermindern:

1. Durch Verdünnung des Brennstoffes mit einem Überschuß an Luft bis zu dem geringsten Feuerungsgrad.
2. Durch Absperrung weiterer Brennstoffzufuhr.

Auf jeden Fall wird diese Anordnung einen bedeutend geringeren Hauptdruck ermöglichen, als er mit einer Viertaktmaschine zu erreichen wäre. Wird noch entsprechend abgedrosselte verdünnte Luft zugeführt, so wird die Maschine mit sehr niedriger Geschwindigkeit arbeiten. Ein besonderer Vorteil ist hierbei die Vermeidung komplizierter Steuerungen.

Eine komplette Schiffsausrüstung würde aus folgenden Teilen bestehen:

Eine Hauptmaschine zum Antrieb der Schiffsschraube; diese Maschine ist mit drei doppeltwirkenden Zylindern und drei Kurbelwellen zu versehen, die unter gleichem Winkel angeordnet sind.

Digitized by Google

Die Kompression soll durch eine besondere Maschine ohne Reversiersteuerung erzeugt werden; bei dieser Maschine ist eine Anordnung zweier Tandemmaschinen mit insgesamt vier Zylindern beabsichtigt. Diese Maschinen treiben zweistufige Luft- und Gaskompressoren an. Die komprimierte Luft wird in einem Behälter gesammelt und daraus je nach Bedarf der Hauptmaschine zugeführt.

Die vorstehenden Ausführungen dürften zur Genüge zeigen, daß das Bestreben, die Verwendung der Verbrennungsmaschine auch auf den Schiffbau auszudehnen, durchaus berechtigt ist.

Elektrizitätswerk Hohenfurth.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 60 und Abbildung, Fig. 399.)

Nachdruck verboten.

Unweit Hohenfurth liegt das von der Firma Ignatz Spiro & Söhne errichtete Elektrizitätswerk, dessen Anlage und maschinelle Einrichtungen in Fig. 399 sowie auf Taf. 60 veranschaulicht sind. Das starke Gefälle der Moldau bei Hohenfurth liefert die motorische Antriebskraft für die Generatoren. Dieses von der Firma Spiro finanzierte Unternehmen, gegenwärtig Böhmens größtes Elektrizitätswerk, versorgt die benachbarten Städte, Ortschaften und gewerblichen Anlagen mit elektrischer Energie für Beleuchtung und Motorenbetrieb. Seit 1904 ist das Werk im ersten Ausbau vollendet. Angeschlossen sind bis jetzt die Papier- und Zellulosefabriken der Firma I. Spiro & Söhne in Krummau und in Poetschmühle b. Krummau mit ca. 2300 PS; dazu kommen in nächster Zeit die Städte Hohenfurth und Krummau, sowie einige größere Fabrikbetriebe mit ca. 1100 PS. Die Fernleitung soll bis Budweis ausgedehnt werden. Die gesamten maschinellen Anlagen, Turbinen, Drehstromgeneratoren, Transformatoren und sämtliche Nebenapparate wurden von der Firma Ganz & Co. in Budapest-Leobersdorf geliefert und installiert, während die Leitungsanlage von der Firma I. Spiro & Söhne selbst ausgeführt worden ist. Besonders bemerkenswert erscheint, daß bei diesem Elektrizitätswerke Reaktionsturbinen für ein Netto-Gefälle von 94,5 m angewendet sind. Wie aus dem Grundriß der Zentrale Tafel 60, Fig. 3 ersichtlich ist, hat das Gebäude 49 m äußere Länge und 12,3 m äußere Breite bei einer Mauerstärke von 800 mm im Oberbau. Der linksseitige Anbau, das Schieberhaus hat 30,4 × 8,5 m, der rechtsseitige Anbau, der Schaltraum 15,6 × 8,8 m äußeres Flächenmaß.

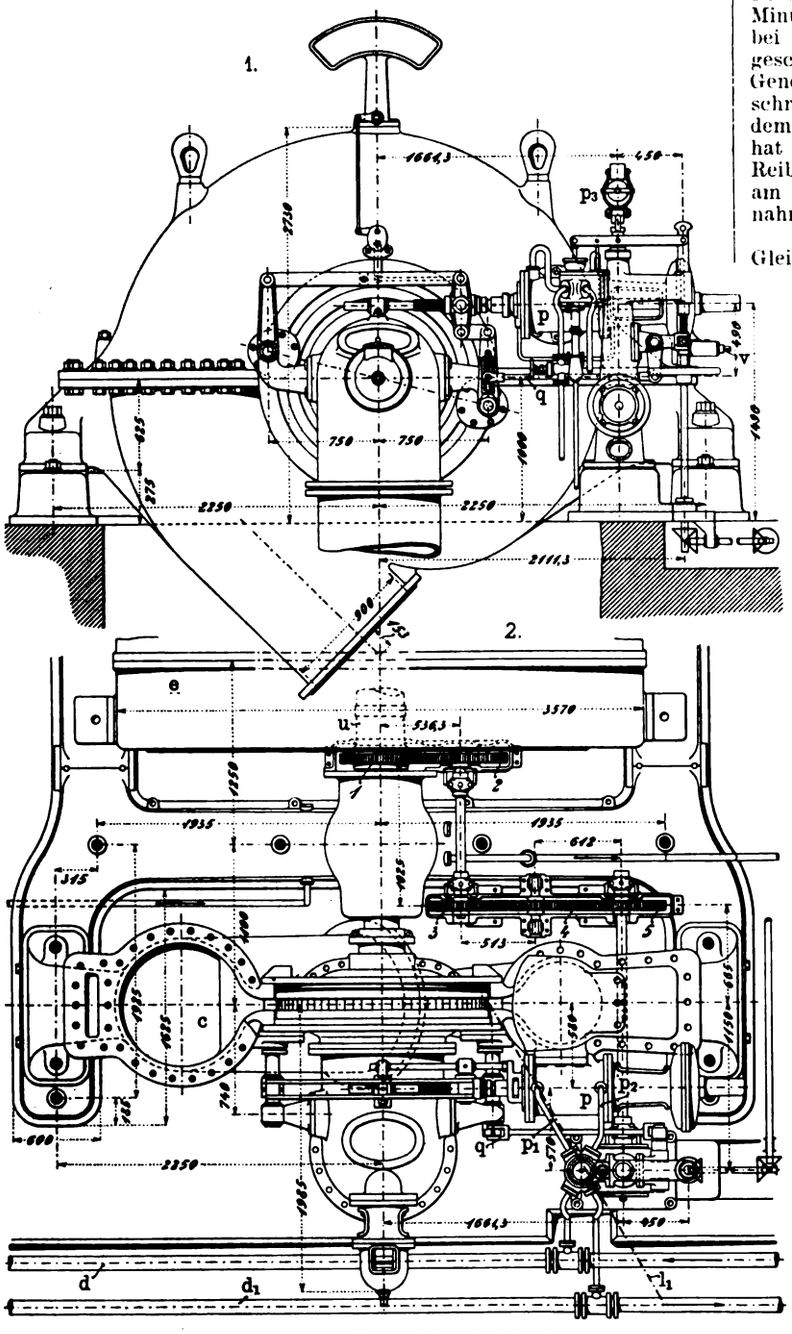


Fig. 399. Z. A.: Elektrizitätswerk Hohenfurth.

Im Maschinensaal A (Skz. 1, 2, 3) sind 3 Drehstromgeneratoren e f g der Firma Ganz & Co. für eine Leistung von je 2500 KW bei einer Phasenverschiebung bis zu $\cos\varphi = 0{,}7$ aufgestellt, die direkt mit drei Francis-Spezial-Turbinen c, c_1 und c_2 gekuppelt sind. Die Drehstrommaschinen sind 12 polig und liefern bei 420 Touren pro Minute Dreiphasenströme von 15 000 Volt verketteter Spannung bei 42 Perioden pro Stunde. Die Generatoren ruhen auf einem geschlossenen Fundamentrahmen mit angegossenen Lagern für die Generatorwelle und Sitzen für den nach Lösung der Befestigungsschrauben drehbaren Induktionsring. Das Turbinenlaufrad ist auf dem einen Ende der Welle aufgekeilt (Fig. 2, 9). Die Turbine hat keine eigenen Lager, und dadurch sind die beträchtlichen Reibungsverluste bei separaten Turbinenlagern vermieden. Das am Krümmer n (Fig. 2) angegossene Drucklager dient zur Aufnahme des achsialen Schubes.

Auf dem anderen, freien Wellenende sitzt der Anker der Gleichstrom-Erregermaschine h; diese ist 6 polig und liefert bei 420 Touren pro Minute und 70 Volt Klemmspannung 400 Ampère, was einer Leistung von 28 000 Watt entspricht. Die Wicklung des Nutenankers besteht aus Flachkupferstäben, die an den Stirnseiten des Ankers untereinander und mit dem Kommutator verlötet sind. Der Strom wird durch Kohlenbürsten abgenommen, deren leicht federnde Bürstenhalter auf sechs Bolzen verteilt sind. Diese Bürstenhalterbolzen sind über den Kommutator hinaus verlängert zur Aufnahme der Kohlenbürstenhalter, die den Ankerstrom in die mit der Magnetwicklung in Verbindung stehenden 2 Schleifringe führen.

Zwischen den beiden Lagern ist das Magnetrad aufgekeilt. Es besteht aus einem, mit zwölf direkt angegossenen runden Magnetpolen versehenen Stahlring, der auf die Nabe des Magnetrades warm aufgezogen ist. Für die Polwicklung ist blankes Flachkupfer verwendet, das hochkantig gewickelt ist, und dessen einzelne Windungen voneinander durch Zwischenlagen isoliert sind. Durch diese Spulenwicklung wird eine Deformierung der Wicklung durch die infolge der großen Umlaufszahl auftretenden Zentrifugalkräfte vermieden. Die Isolation vom Magnetkern geschieht durch entsprechend geformte Hülsen und Scheiben aus Isoliermaterial. Durch vier starke Nickelstahlschraubenbolzen sind die massiven Polschuhe an den Magnetkernen befestigt. Der Magnetisierungsstrom für das Magnetrad wird mittels isolierter Kupferleitungen durch die hohle Welle zugeführt. Das zweiteilige, durch Rippen versteifte Gehäuse trägt den aus dünnen Eisenblechsegmenten zusammengesetzten Induktionsring, und die zahlreichen Luftlöcher im Gehäuse bieten eine gute Ventilation. Aus den Statorblechen sind ovale Löcher gestanzt, die nach dem Zusammenpressen die Nuten bilden, die mit ovalen Micaröhren ausgekleidet werden und die Statorwicklung aufnehmen. In dem seitlichen Anbau B ist die gesamte Schalteinrichtung der Zentrale untergebracht, die aus der Maschinenschalttafel k zur Aufnahme der Schalt-, Meß- und Regulierapparate für die einzelnen Generatoren und einer Verteilungsschalttafel k_1 besteht, mit den Meßinstrumenten und den Hochspannungsschaltern für die ausgehenden Fernleitungen. Diese Schalttafeln sind bereits für den vollen Ausbau für fünf Maschinenfelder dimensioniert, wie auch im Maschinenraum A und im Schieberhaus D entsprechender Platz zur Aufstellung zweier neuer Maschinenapparate vorgesehen ist. Jedes Maschinenfeld ist mit einem dreipoligen Hochspannungsölschalter mit separatem Ölbehälter und vierfacher Unterbrechung pro Pol ausgerüstet. Dieser Schalter ist auf der Rückseite der Schalttafel montiert und wird durch einen Schalthebel auf der Vorderseite der Tafel und mittels eines Winkelgestänges betätigt. Zu jedem Maschinenfeld gehört noch ein Ampèremeter, Voltmeter und Wattmeter für Drehstrom mit Reduktortransformatoren, so daß diese Instrumente selbst nur Niederspannung messen. Auf der Tafel ist auch das Voltmeter für den Erregerstrom montiert, sowie je zwei Glühlampen und ein Phasenvoltmeter für die Parallelschaltung der Generatoren.

Die Spannungsregulierung erfolgt durch Nebenschlußrheostaten mit Handrad. Die Kabelleitungen von den Generatoren zu den Schalttafelleitungen sind im Erdgeschoß des Maschinenhauses auf Hochspannungs-Porzellanisolatoren, die Leitungen für die Rheostate und Voltmeter der Erregermaschinen als Bleikabel in den Transmissionskanälen der Turbinenregulierung verlegt. Zu beiden Seiten der Maschinenfelder ist das Sammelfeld mit Volt- und Ampèremetern und je zwei Elektrizitätszählern, System Blathy, zur Messung der Gesamtleistung der Zentrale angeordnet.

Digitized by Google

Die Verteilungsschalttafel k_1, vor der sich eine auf Hochspannungsisolatoren montierte isolierte Plattform befindet, besteht aus vier Feldern. Zwei davon sind für die Fernleitung eingerichtet, und für jedes ist ein dreipoliger Hochspannungsölschalter zur Stromlosmachung der Leitung montiert, ebenso ein elektrischer Erdschlußanzeiger und in jeder Phase ein Ampèremeter.

Jede von der Zentrale ausgehende Fernleitung ist mit Blitzschutzvorrichtungen ausgerüstet. Außer den Blitzschutzapparaten an den Schalttafeln ist jede Leitung im Schaltraum durch eine Hörner-Blitzschutzvorrichtung gesichert. Vor der Einführung der Freileitung in die Zentrale ist jede Leitung mit einer Wasserstrahl-Blitzschutzvorrichtung k_2 (Fig. 7) verbunden. Sie wirkt derart, daß ein freier Wasserstrahl gegen eine besonders ausgebildete, mit der Fernleitung in Verbindung stehende Metallklappe gespritzt wird, wodurch die sich bildenden atmosphärischen Entladungen zur Erde abgeleitet werden.

Die Fernleitung nach Krummau ist ca. 25 km lang und besteht aus drei je 50 qmm starken Kupferdrähten, die auf Hochspannungsisolatoren auf den Leitungsmasten befestigt sind. In den beiden Transformatorenstationen werden die Ströme von 15 000 V auf 300 V für den Motorenbetrieb transformiert; für den Lichtbetrieb wird der 300 voltige Strom wieder auf 100 Volt durch kleine Transformatoren transformiert.

Beim hydraulischen Teile der Anlage sei von einer Besprechung des Wassereinlaufes des Oberkanals und des Wasserschlosses abgesehen. Vom Wasserschloß zur Zentrale führt eine 560 m lange Stahlblechrohrleitung l von 1800 mm lichter Weite und 8 bis 16 mm Wandstärke. Von dem Hauptrohr zweigen die Verteilungsleitungen l_1, l_2, l_3 (Skz. 3) zu den Turbinen ab. Der Höhenunterschied zwischen den Verteilungsröhren und dem Wasserspiegel des Wasserschlosses beträgt 93,70 m, der hydrostatische Druck also 9,3 At.

Die Rohrleitung liefert ca. 7,5 cbm Wasser und ist mit Luftventilen versehen, die nach innen öffnen. Sie ist an den Trassenbruchstellen solid verankert; der Rohrschub wird durch einen mächtigen Betonblock unmittelbar vor der Zentrale aufgefangen. Die Abzweigstutzen l_1 l_2 l_3 mit 900 mm Durchmesser sind mit den drei Hauptabsperrschiebern m m_1 m_2 für die drei Turbinen versehen. Der vierte Stutzen l_4 ist für die Erweiterung vorgesehen; im Anbau D kann eine zweite, gleichgroße Verteilungs-Rohrleitung verlegt werden.

Am Ende des Verteilungsrohres ist die automatische Ablaßvorrichtung (Fig. 5—8) angebracht, die durch Wasserablaß zum Ausgleich der in der Leitung auftretenden Druckschwankungen bei wechselndem Kraftbedarf infolge der Verkleinerung der Leitapparatöffnungen dient. Der durch Druckflüssigkeit vom Akkumulator o_3 betriebene Servomotor r betätigt den Ringschieber. Das Steuerventil des Motors wird mittels Hebelmechanismus durch ein sehr empfindliches Wellrohr r_1 bewegt, das mit der Druckrohrleitung in Verbindung steht und auf Druckerhöhung durch Verlängerung seiner Längsachse reagiert. Durch entsprechendes Heben oder Senken des Servomotorkolbens wird entsprechende Schließung oder Öffnung des Ringschiebers erreicht. Zur Ausbalancierung des Schiebers dienen die beiden starken Zugfedern s s_1; vor dem Ablaßschieber ist in die Rohrleitung die Drosselklappe s_2 eingebaut.

Die Absperrschieber m m_1 m_2 haben 900 mm Durchmesser lichter Weite und 1000 mm Hub; Schieberspiegel und Schieber sind mit Bronzefutter armiert. Die Schieber werden auf hydraulischem Wege durch Preßöl verstellt.

Die drei Francis-Spiralturbinen sind hintereinander in Abständen von 6,5 m und 2,6 m über der Rohrachse und 1 m über dem Erdboden der Zentrale aufgestellt. Durch die Hauptgebäudemauer sind in je einen Kanal die Verteilungsrohre von 900 mm Durchmesser horizontal geführt und mittels eines Krümmers von gleicher Weite an die spiralförmigen Turbinengehäuse angeschlossen. Bei Rohrbruch kann der Wasserablauf durch den Zutrittskanal erfolgen. Die Turbinengehäuse sind auf derselben Grundplatte, wie die Generatoren montiert und zweiteilig gebaut. Das Saugrohr Fig. 2 u. 11 ist auf der entgegengesetzten Seite angeschlossen und besteht aus einem abmontierbaren Krümmer r, dem anschließenden vertikalen Gußrohr r_1 und dem aus Beton hergestellten Abzugsschacht r_2.

Die Turbinenleistung beträgt 2500 PS bei 94,5 m Gefälle und 420 Umdrehungen pro Minute. Die Laufräder haben 1 m Durchmesser und 70 mm Einlaufbreite im Leitapparat; sie sind aus Stahlguß und die drehbaren Leitschaufeln aus Flußeisen geschmiedet hergestellt. Die Leitschaufeln werden, wie gewöhnlich, vor dem Regulierring gedreht. Durch ein Zeigerwerk auf dem Turbinengehäuse wird die jeweilige Eröffnung der Turbinen veranschaulicht.

Die Turbinenregulierung erfolgt durch einen hydraulischen Regulator, der in Textfigur 399 abgebildet ist, und besteht aus dem hydraulischen Arbeitszylinder p, der Steuervorrichtung für Verteilung des Preßöles durch die Rohranschlüsse p_1 p_2 zum Akkumulator und Ölreservoir, dem Fliehkraftregler p_3, der durch Zahnräder von der Generatorwelle u aus angetrieben wird, und einer sogenannten Rückführung q. Der Arbeitszylinder p bewirkt durch geeignete Übertragung die Verstellung des Regulierringes. Durch die Rückführung q wird der Fliehkraftregler p_3 mit dem Arbeitskolben direkt verbunden.

Im Generatorenraum A (Skz. 3) ist die Preßölanlage installiert, die aus einer Becherturbine o_1 mit direkt gekuppelter doppeltwirkender Zwillingspumpe o_2 einer gleichgroßen Reservemaschine und aus dem gemeinsamen Gewichtsakkumulator o_3 nebst den zugehörigen Rohrleitungen besteht. Von der Preßölanlage werden die automatischen Ablaßvorrichtungen, sowie die Absperrschieber im Schieberhaus D und die Reguliervorrichtungen der Turbinen betätigt.

Zur Beleuchtung der Zentrale und für den Antrieb der Transmission in der Werkstätte C dient die im Schieberhaus D aufgestellte Gleichstromdynamo a, die von einer Becherturbine b angetrieben wird.

Die Kühlung der Hauptlager erfolgt durch Wasser aus der an die Druckleitung angeschlossenen Rohrleitung. Für Montage- und Demontagearbeiten dient der den ganzen Generatorenraum durchlaufende Kran i.

Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in **Elbing.**

(Mit Abbildungen, Fig. 400—405.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Die Konstruktion des ganzen Riderschiebers mit eingesetzter Schieberbüchse ist aus Fig. 400 ersichtlich.

Die theoretischen Dampfdruckdiagramme für 10 und 12½ Füllung zeigen Skz. 1 u. 2, Fig. 401.

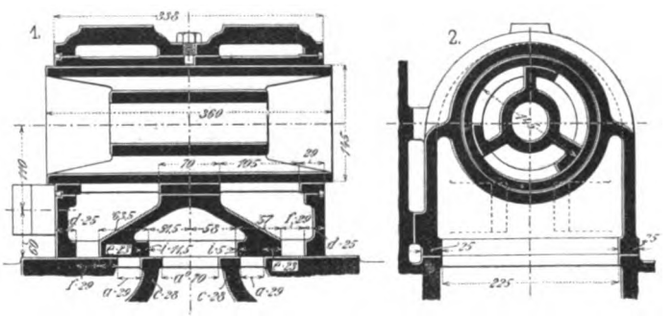


Fig. 400.

Berechnung des Schwungrades.

Zur Ausmittelung des Schwungkranzgewichtes bedient man sich des Tangentialdruckdiagrammes, aus dem der Arbeitsüberschuß mit Berücksichtigung der Massendrücke gefunden wird.

Bezeichnet man mit g = 0,33 kg das für Kondensationsmaschinen im Kreuzkopf vereinigt gedachte Gewicht der hin- und

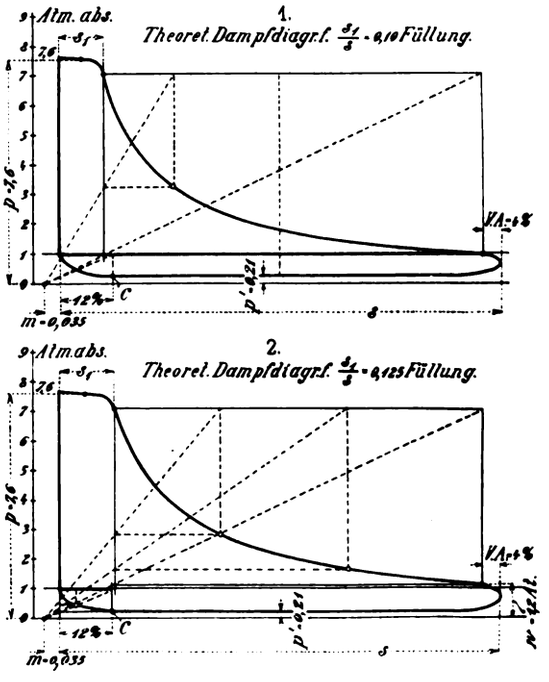


Fig. 401.

Fig. 400 u. 401. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine.

hergehenden Massen, d. i. Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und ⅔ Pleuelstangengewicht, pro 1 qcm Kolbenfläche, so hätte man für beide Zylinderseiten bei unendlich langer Pleuelstange den Beschleunigungsdruck für den Totpunkt

$$a = \frac{g \cdot c^2}{2 \cdot s} = \frac{0{,}33 \cdot 2{,}1^2}{2 \cdot 0{,}7} = 1{,}0395 \text{ kg/qcm},$$

Digitized by Google

und weil das Verhältnis von Kurbel r zur Hubstange L $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ ist, so wird der Beschleunigungsdruck für die vordere Zylinderseite:

$$q_1 = a \cdot \left(1 + \frac{r}{L}\right) = 1{,}247 \text{ kg/qcm}$$

und für die hintere Zylinderseite:

$$q_2 = a \cdot \left(1 - \frac{r}{L}\right) = 0{,}8316 \text{ kg/qcm}.$$

Man konstruiert nun die Beschleunigungskurve nach Fig. 405 in folgender Weise: Über einer Geraden A—B von beliebiger

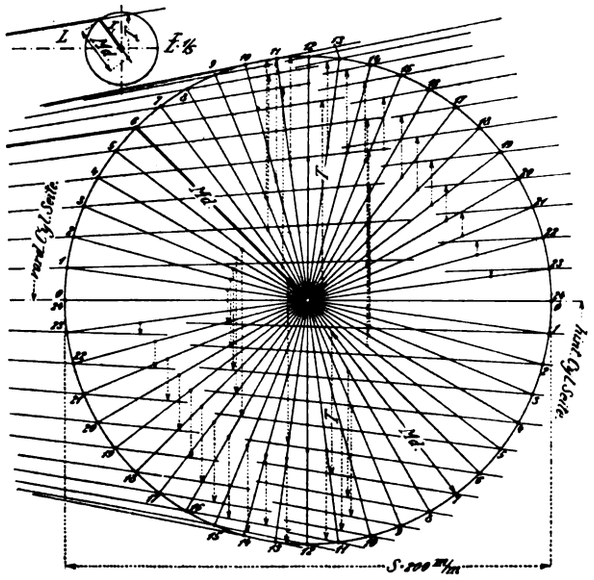


Fig. 402.

Länge (hier 200 mm) wird in den Endpunkten je eine Senkrechte errichtet und mit der Annahme eines beliebigen Druckmaßstabes z. B. 1 At = 20 mm im Punkt A nach unten und im Punkt B nach oben der Beschleunigungsdruck a = 1,0395 At (20,79 mm) aufgetragen. Zwischen beiden Punkten wird die Verbindungslinie gezogen, welche die Horizontale A B in der Mitte schneidet und für eine unendlich lange Pleuelstange die Beschleunigungskurve darstellen würde. Um die Beschleunigungskurve für $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ zu erhalten, hat man in den Totpunkten A und B $q_1 = 1{,}247$ At und $q_2 = 0{,}8316$ At abzutragen, worauf sich auf beiden Seiten eine Differenz $m = 0{,}2079$ At ergibt.

Um für die Kurve weitere Punkte zu finden, errichtet man über A B den Kreisbogen, zieht beide 45° Linien, beschreibt mit dem fünfmal größeren Radius $R = 5 \cdot \frac{200}{2} = 500$ mm den Bogen und projiziert beide Punkte für die neue Kurve. Der Durchschnittspunkt der Kurve und der Horizontalen A—B liegt für $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ in der Entfernung $0{,}456 \cdot l = 91{,}2$ mm vom Punkt A. Die Differenz der Beschleunigungsdrücke $m = 0{,}2079$ nach oben und unten der A B Linie aufgetragen, gibt einen Kurvenpunkt für die Projektion des Winkels 90° und schließlich noch den letzten in der Entfernung 0,369 l.

Nachdem man sich (Fig. 403) die mutmaßlichen Dampfdruckdiagramme für beide Zylinderseiten für $\frac{s_1}{s} = 0{,}125$ Füllung aufgezeichnet hat und zwar in derselben Länge s = 200 mm und mit demselben Spannungsmaßstab 20 mm = 1 At, jedoch mit dem Unterschiede, daß die Kompressionskurve auf dem entgegengesetzten Ende, also der Ausströmungsseite eingezeichnet wird, überträgt man die zuerst gefundene Beschleunigungskurve in derselben Lage, wie sie gezeichnet ist, auf die Einströmungslinie des vorderen Diagrammes und um 180° gedreht auf das hintere Diagramm. Nun werden die Beschleunigungsdrücke, die unter der Einströmungslinie liegen, vom Dampfdruckdiagramm abgezogen und die oberhalb liegenden dem Druck zuaddiert. Auf diese Weise entsteht der schraffierte Teil, der als Massendruckdiagramm bezeichnet wird. Um nun für eine beliebige Kurbelstellung den Tangentialdruck zu finden, schlägt man (Fig. 402) einen Kreis vom Durchmesser s = 200 mm und teilt ihn in eine möglichst große Anzahl gleicher Teile, hier 48, wovon die eine Hälfte für den Vorlauf, die andere für den Rücklauf des Kolbens gilt. Projiziert man die 24 Teilpunkte auf eine gerade Strecke und überträgt sie auf die untere Linie der Massendruckdiagramme, so kann mit der Ermittelung der Tangentialdrücke begonnen werden. Der zu einer bestimmten Kurbelstellung gehörige Massendruck M_d wird aus dem Diagramm (Fig. 403) entnommen und vom Kurbelzapfenpunkt auf der Kurbellinie oder ihrer Verlängerung aufgetragen. Zieht man zu der bewußten Kurbelstellung die Richtung der Pleuelstange, dann ist die Vertikale vom Massendruckpunkt an die verlängerte Pleuelstange der gesuchte Tangentialdruck T.

Hat man auf diese Weise sämtliche Tangentialdrücke gefunden, so wird der Kreis s = 200 mm auf einer Geraden abgewickelt, die Länge 200 π = 628,3 mm in 48 Teile eingeteilt und der Reihenfolge nach auf jedem Teilpunkt der Tangentialdruck aufgetragen. Hierauf entsteht das aus Fig. 404 ersichtliche Tangentialdruckdiagramm.

Mittels Planimeter oder der Simpsonschen Regel wird der Flächeninhalt beider Diagramme zusammen festgestellt; er beträgt F = 23203 qmm.

Verwandelt man diese Fläche in ein Rechteck von der Grundlinie 628,3 mm, so liegt die Linie des gleichen Widerstandes in der Höhe

$$w = \frac{F}{200 \cdot \pi} = \frac{23203}{628{,}3} = 36{,}93 \text{ mm}.$$

Wird in der Zeichnung des Tangentialdruckdiagrammes die Widerstandslinie in dieser Höhe w eingetragen, so sieht man schon mit freiem Auge, daß der Arbeitsüberschuß für die vordere Zylinderseite größer ist. Der Flächeninhalt dieser Figur über „w" ist f = 3801 qmm, somit das Flächenverhältnis

$$\varphi = \frac{f}{F} = \frac{3801}{23203} = 0{,}164.$$

Schwungrad.

Für das als Riemenscheibe auszubildende Schwungrad soll die günstige Riemengeschwindigkeit v = 15 m pro Sek. angenommen werden.

Der Halbmesser des Schwungrades ergibt sich dann zu

$$R = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 15}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 90} = 1{,}59 \text{ m}.$$

Der Abrundung wegen ist R = 1,6 m zu nehmen.

Denkt man sich den Schwerpunkt des Schwungkranzes im ungefähren Radius

$$R_s = 0{,}96 \cdot R = 0{,}96 \cdot 1{,}6 = 1{,}53 \text{ m},$$

so hat man bei dem gewählten Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = \frac{1}{60}$ und

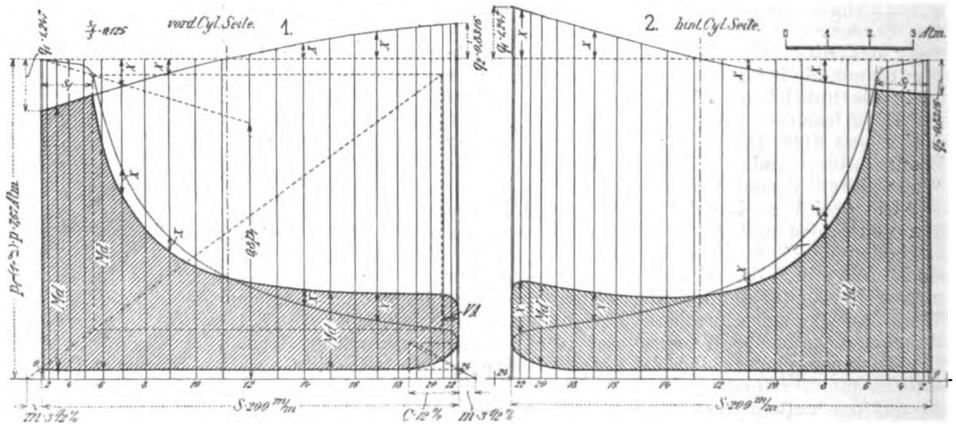


Fig. 403.

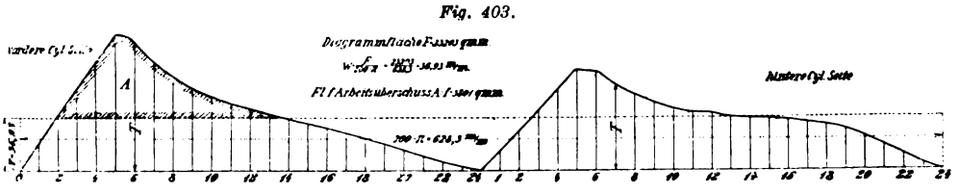


Fig. 404.

Fig. 402—404. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

der zu übertragenden Leistung von $N_i = 78$ PS$_i$ mit dem gefundenen Flächenverhältnis $\varphi = 0{,}164$, das Gesamtgewicht des Schwungrades

$$G = \frac{60 \cdot 75 \cdot 900 \cdot g \cdot \varphi \cdot N_i}{n^3 \cdot R_s^2 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \pi^2}$$

$$= \frac{60 \cdot 75 \cdot 900 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}164 \cdot 78}{90^3 \cdot 1{,}53^2 \cdot \frac{1}{\frac{1}{60}} \cdot 3{,}14^2} = \sim 1820 \text{ kg}.$$

Digitized by Google

Von diesem Gewicht gehen für Nabe und Arme noch $^1/_3$ ab, so daß das Schwungkranzgewicht

$$G_k = G - \frac{G}{3} = 1820 - \frac{1820}{3} = \backsim 1214 \backsim \mathbf{1250}\ \text{kg}.$$

Nachdem der ind. Leistung $N_i = 78$ PS die Effektleistung $N_2 = 64$ PS entspricht, so hat man die Umfangskraft an der Scheibe

$$P = \frac{716{,}2 \cdot N}{R \cdot n} = \frac{716{,}2 \cdot 64}{1{,}6 \cdot 90} = 318{,}3 \backsim 320\ \text{kg}.$$

Für einen Kernleder-Treibriemen von $\delta = 1$ cm Stärke erhält man die Breite bei $k_z = 12{,}5$ kg/qcm Beanspruchung

$$b = \frac{P}{k_z \cdot \delta} = \frac{320}{12{,}5 \cdot 1} = 25{,}6\ \text{cm} \backsim 260\ \text{mm}.$$

Dem Schwungradkranz ist demnach eine Breite zu geben

$$B = 1{,}1 \cdot b + 10\ \text{mm} = 1{,}1 \cdot 260 + 10 = 296 \backsim 300\ \text{mm}.$$

Bezeichnet $\gamma = 7{,}25$ kg das Gewicht eines cbdcm Gußeisen, so wird der Querschnitt des Schwungkranzes

$$f = \frac{10 \cdot G_k}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \gamma} = \frac{10 \cdot 1250}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}53 \cdot 7{,}25} = 179{,}4 \backsim 180\ \text{qcm}.$$

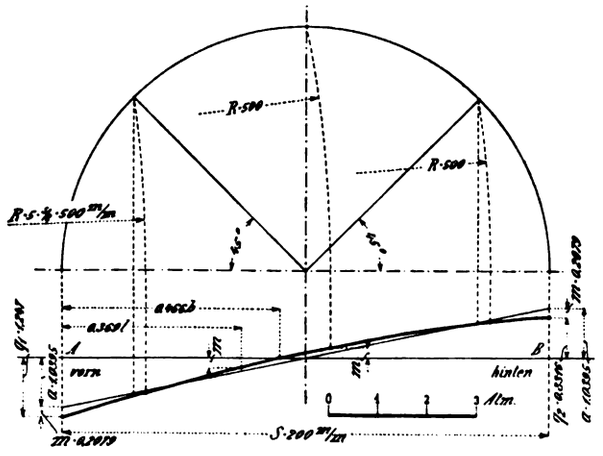


Fig. 405. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Kranzschwerpunktes in cm pro Sek. ist

$$v_k = \frac{R \cdot n \cdot \pi}{30} = \frac{153 \cdot 90 \cdot 3{,}14}{30} = 1441\ \text{cm/Sek.} \backsim 14{,}41\ \text{m/Sek.},$$

die Beschleunigung durch die Schwere in cm $g_1 = 981$, das Gewicht von 1 cbcm Gußeisen $\gamma_1 = 0{,}00725$ kg, also die von der Zentrifugalkraft im Schwungkranz zwischen den Armen hervorgerufene Spannung

$$k_z = \frac{\gamma_1 \cdot v_k^2}{g_1} = \frac{0{,}00725 \cdot 1441^2}{981} \backsim 16\ \text{kg/qcm}.$$

Durch die festgehaltenen Arme kommen zu dieser Beanspruchung noch Biegungsspannungen, und abgesehen von eventuellen Stößen steigt die Beanspruchung auf

$$k_z = \frac{0{,}110 \cdot v_k^2}{10\,000} = \frac{0{,}110 \cdot 1441}{10\,000} = 22{,}8\ \text{kg/qcm}.$$

(Fortsetzung folgt.)

Schornstein mit Hochbehälter.

Von Ing. **J. Thoren** in **Charlottenburg.**

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 54 in Heft 22, Fig. 1—8.*)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Soll das Mauerwerk ausschließlich Druckbeanspruchung erhalten, so kommt die kleinste Kernweite in Betracht; sie bestimmt den Kern des Querschnitts, d. i. die Umgrenzung, aus der der Angriffspunkt einer Druckkraft nicht heraustreten darf, wenn alle Teile des Querschnittes nur Druckspannungen erleiden sollen.

Man bezeichnet die kleinste Kernweite mit k und bestimmt sie aus der Formel $k = 0{,}25 \cdot R\left(1 + \frac{r^2}{R^2}\right)$. Mit Hilfe von a und k berechnen sich alsdann die Kantenpressungen, und zwar bestimmt sich die größte Druckspannung an der dem Winde entgegengesetzten Seite zu: $S'' = S_0\left(1 + \frac{a}{k}\right)$, die kleinste Druck- oder Zugspannung auf der Windseite zu: $S' = S_0\left(1 - \frac{a}{k}\right)$. Die größte Kantenpressung ist alsdann bei klaffenden Fugen: $S_m < S' + S''$.

Die Ableitung und Entwicklung der Formeln für e, k und S finden sich ausführlich in der „Anleitung zum Entwerfen und zur Berechnung der Standfestigkeit für gemauerte Fabrikschornsteine" von H. Jahr. Unter Benutzung der ermittelten Gewichte, Winddrücke und Schwerpunktsabstände berechnen sich die Spannungen in den einzelnen Lagerfugen folgendermaßen:

Lagerfuge 1—1.

$G_1 = 11000$ kg,
$W_1 = 960$ kg,
$s_1 = 2{,}548$ m;

$$a_1 = \frac{W_1 \cdot s_1}{G_1} = \frac{960 \cdot 2{,}548}{11000} = \mathbf{0{,}22}\ \text{m},$$

$$e = 0{,}47 \cdot R + 0{,}29 \cdot r = 0{,}47 \cdot 1{,}167 + 0{,}29 \cdot 0{,}967 = \mathbf{0{,}828}\ \text{m},$$

$$k = 0{,}25 \cdot R\left(1 + \frac{r}{R^2}\right) = 0{,}25 \cdot 1{,}167\left(1 + \frac{0{,}967^2}{1{,}167^2}\right) = \mathbf{0{,}51}\ \text{m},$$

Querschnitt $F_1 = \mathbf{1{,}338}$ qm,

$$S_0 = \frac{G_1}{F_1 \cdot 10000} = \frac{11\,000}{1{,}338 \cdot 10\,000} = \mathbf{0{,}8}\ \text{kg pro qcm},$$

$$S'' = S_0\left(1 + \frac{a}{k}\right) = 0{,}8\left(1 + \frac{0{,}22}{0{,}51}\right) = \mathbf{1{,}14}\ \text{kg pro qcm},$$

$$S' = S_0\left(1 - \frac{a}{k}\right) = 0{,}8\left(1 - \frac{0{,}22}{0{,}51}\right) = \mathbf{0{,}45}\ \text{kg pro qcm}.$$

Da in diesem Falle der Ausschlag a kleiner als k ist, treten in dieser Lagerfuge nur Druckspannungen auf.

Lagerfuge 2—2.

$$G = G_1 + G_2 = 11\,000 + 14\,700 = \mathbf{25\,700}\ \text{kg},$$
$$W = W_1 + W_2 = 960 + 1100 = \mathbf{2060}\ \text{kg},$$
$$s_2 = 5{,}075\ \text{m},$$

$$a_2 = \frac{W \cdot s}{G} = \frac{2060 \cdot 5{,}075}{25\,700} = \mathbf{0{,}407}\ \text{m},$$

$$e = 0{,}47 \cdot 1{,}286 + 0{,}29 \cdot 1{,}036 = \mathbf{0{,}904}\ \text{m},$$

$$k = \frac{1{,}286}{4}\left(1 + \frac{1{,}036^2}{1{,}286^2}\right) = \mathbf{0{,}528}\ \text{m},$$

Querschnitt $F_2 = \mathbf{1{,}42}$ qm,

$$S_0 = \frac{25\,700}{1{,}42 \cdot 10\,000} = \mathbf{1{,}8}\ \text{kg},$$

$$S'' = 1{,}8\left(1 + \frac{0{,}407}{0{,}528}\right) = \mathbf{3{,}18}\ \text{kg pro qcm},$$

$$S' = 1{,}8\left(1 - \frac{0{,}407}{0{,}528}\right) = \mathbf{0{,}41}\ \text{kg pro qcm}.$$

Auch in dieser Fuge ist $a < k$; es treten also ebenfalls nur Druckspannungen auf.

Lagerfuge 3—3.

$$G = G_1 + G_2 + G_3 = \mathbf{44\,800}\ \text{kg},$$
$$W = W_1 + W_2 + W_3 = \mathbf{3275}\ \text{kg},$$
$$s_3 = \mathbf{7{,}52}\ \text{m},$$

$$a_3 = \frac{3275 \cdot 7{,}52}{44800} = \mathbf{0{,}55}\ \text{m},$$

$$e = 0{,}47 \cdot 1{,}405 + 0{,}29 \cdot 1{,}105 = \mathbf{0{,}98}\ \text{m},$$

$$k = \frac{1{,}405}{4}\left(1 + \frac{1{,}105^2}{1{,}405^2}\right) = \mathbf{0{,}56}\ \text{m}.$$

Querschnitt $F_3 = \mathbf{2{,}32}$ qm,

$$S_0 = \frac{44\,800}{2{,}32 \cdot 10\,000} = \mathbf{1{,}9}\ \text{kg pro qcm},$$

$$S'' = 1{,}9\left(1 + \frac{0{,}55}{0{,}56}\right) = \mathbf{3{,}76}\ \text{kg pro qcm},$$

$$S_1 = 1{,}9\left(1 - \frac{0{,}55}{0{,}56}\right) = \mathbf{0{,}034}\ \text{kg pro qcm}.$$

Eine Zugspannung oder ein Klaffen der Fugen auf der Windseite tritt auch hier noch nicht ein.

Lagerfuge 4—4.

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 = \mathbf{70\,800}\ \text{kg},$$
$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = 4585 \backsim \mathbf{4600}\ \text{kg},$$
$$s_4 = \mathbf{9{,}9}\ \text{m},$$

$$a_4 = \frac{4600 \cdot 9{,}9}{70\,800} = \mathbf{0{,}643}\ \text{m},$$

$$e = 0{,}47 \cdot 1{,}525 + 0{,}29 \cdot 1{,}145 = \mathbf{1{,}048}\ \text{m},$$

$$k = \frac{1{,}525}{4}\left(1 + \frac{1{,}145^2}{1{,}525^2}\right) = \mathbf{0{,}562}\ \text{m}.$$

Querschnitt $F_4 = \mathbf{3{,}2}$ qm,

$$S_0 = \frac{70\,800}{3{,}2 \cdot 10\,000} = \mathbf{2{,}2}\ \text{kg pro qcm},$$

$$S'' = 2{,}2\left(1 + \frac{0{,}643}{0{,}562}\right) = \mathbf{4{,}7}\ \text{kg pro qcm},$$

$$S_1 = 2{,}2\left(1 - \frac{0{,}643}{0{,}562}\right) = \mathbf{-\ 0{,}308}\ \text{kg pro qcm},$$

$S_m < \mathbf{5}$ kg pro qcm.

Digitized by Google

Erst bei dieser Lagerfuge tritt also eine Zugspannung oder ein Klaffen der Fugen auf der Windseite auf.

Lagerfuge 5—5.

$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 = \mathbf{103\,400}$ kg,

$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 = \mathbf{6000}$ kg,

$s_5 = \mathbf{12{,}23}$ m,

$a_5 = \frac{6000 \cdot 12{,}23}{103\,400} = \mathbf{0{,}71}$ m,

$e = 0{,}47 \cdot 1{,}644 + 0.29 \cdot 1{,}184 = \mathbf{1{,}15}$ m,

$k = \frac{1{,}644}{4}\left(1 + \frac{1{,}184}{1{,}644}\right) = \mathbf{0{,}624}$ m,

Querschnitt $F_5 = \mathbf{4{,}07}$ qm,

$S_0 = \frac{103\,400}{4{,}07 \cdot 10\,000} = \mathbf{2{,}54}$ kg pro qcm,

$S'' = 2{,}54\left(1 + \frac{0{,}710}{0{,}624}\right) = \mathbf{5{,}4}$ kg pro qcm,

$S' = 2{,}54\left(1 - \frac{0{,}710}{0{,}624}\right) = \mathbf{-\ 0{,}34}$ kg pro qcm,

$S_m < 5{,}74$ kg.

Lagerfuge 6—6.

$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 + G_6 = \mathbf{143\,400}$ kg.

$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 = \mathbf{7520}$ kg,

$s_6 = \mathbf{14{,}5}$ m,

$a_6 = \frac{7520 \cdot 14{,}5}{143\,400} = \mathbf{0{,}76}$ m,

$e = 0{,}47 \cdot 1{,}763 + 0{,}29 \cdot 1{,}243 = \mathbf{1{,}49}$ m,

$k = \frac{1{,}763}{4}\left(1 + \frac{1{,}243^2}{1{,}763^2}\right) = \mathbf{0{,}66}$ m.

Querschnitt $F_6 = \mathbf{4{,}9}$ qm,

$S_0 = \frac{143\,400}{4{,}9 \cdot 10\,000} = \mathbf{2{,}9}$ kg pro qcm,

$S'' = 2{,}9\left(1 + \frac{0{,}76}{0{,}66}\right) = \mathbf{6{,}2}$ kg pro qcm,

$S' = 2{,}9\left(1 - \frac{0{,}76}{0{,}66}\right) = \mathbf{-\ 0{,}42}$ kg pro qcm,

$S_m < \mathbf{6{,}62}$ kg pro qcm.

Lagerfuge 7—7.

$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 + G_6 + G_7 = \mathbf{192\,400}$ kg,

$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 = 9145 \backsim \mathbf{9150}$ kg,

$s_7 = \mathbf{16{,}75}$ m,

$a_7 = \frac{9150 \cdot 16{,}75}{192\,400} = \backsim \mathbf{0{,}8}$ m,

$e = 0{,}47 \cdot 1{,}8825 + 0{,}29 \cdot 1{,}282 = \mathbf{1{,}25}$ m,

$k = \frac{1{,}8825}{4}\left(1 + \frac{1{,}2825^2}{1{,}8825^2}\right) = \mathbf{0{,}687}$ m.

Querschnitt $F_7 = \mathbf{6}$ qm.

$S_0 = \frac{192\,400}{6 \cdot 10\,000} = \mathbf{3{,}2}$ kg pro qcm,

$S'' = 3{,}2\left(1 + \frac{0{,}8}{0{,}687}\right) = \mathbf{6{,}9}$ kg pro qcm,

$S' = 3{,}2\left(1 - \frac{0{,}8}{0{,}687}\right) = \mathbf{-\ 0{,}51}$ kg,

$S_m < \mathbf{7{,}41}$ kg pro qcm.

Lagerfuge 8—8.

$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 + G_6 + G_7 + G_8 = \mathbf{216\,300}$ kg,

Der Winddruck auf den Schaft oberhalb des Sockels ist wie bei Fuge 7—7 gerechnet: **9150** kg,

Der Winddruck auf die obere Sockelpartie $W_1 = \mathbf{700}$ kg.

Das Winddruckmoment bestimmt sich zu:

$9150\,(16{,}75 + 2{,}25) + 700 \cdot 1{,}125 = \mathbf{174\,638}$ kgm,

demnach ist $a_8 = \frac{174\,638}{216\,300} = \mathbf{0{,}8}$ m,

$e = 0{,}47 \cdot 1{,}93 + 0{,}29 \cdot 1{,}27 = \mathbf{1{,}275}$ m.

$k = \frac{1{,}93}{4}\left(1 + \frac{1{,}27^2}{1{,}93^2}\right) = \mathbf{0{,}691}$ m,

Querschnitt $F_8 = \mathbf{6{,}64}$ qm,

$S_0 = \frac{216\,300}{6{,}64 \cdot 10000} = \mathbf{3{,}26}$ kg pro qcm,

$S'' = 3{,}26\left(1 + \frac{0{,}8}{0{,}691}\right) = \mathbf{7{,}04}$ kg pro qcm,

$S' = 3{,}26\left(1 - \frac{0{,}8}{0{,}691}\right) = \mathbf{-\ 0{,}52}$ kg pro qcm,

$S_m < \mathbf{7{,}56}$ kg pro qcm.

(Fortsetzung folgt.)

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Dampfzylinder-Entwässerungsapparat,

System van Maanen.

(Mit Abbildung, Fig. 406.)

Nachdruck verboten.

Das im Zylinder, besonders während der Betriebspausen sich ansammelnde Kondenswasser gibt, wenn es nicht rechtzeitig entfernt wird, bekanntlich Veranlassung zu Wasserschlägen und sonstigen Betriebsunannehmlichkeiten.

Man vermeidet diese Übelstände durch Anwendung von Kondensausblashähnen und, was noch besser ist, durch die sogen. Kondensautomaten, d. s. Apparate, die das Kondenswasser selbsttätig aus den Zylindern entfernen und, wenn sie richtig konstruiert sind, auch auf die Dauer gut arbeiten. Leider besteht bei den älteren Automaten der Übelstand, daß das Schließen der Ventilchen mit einem Stoß verbunden ist, der naturgemäß die Ventile selbst abnutzt und ein unangenehmes Geräusch verursacht.

Stoßlos arbeitet der Automat der Firma G. A. Schultze in Berlin-Charlottenburg, Charlottenburger Ufer 53/54. Von ihm gibt Fig. 406 Längen- und Querschnitt. Dieser als System van Maanen bekannte Apparat hat ein aus zwei Teilen zusammengesetztes Ventilgehäuse, in dem zwei Hohlventile c untergebracht sind. Diese werden durch eine Feder e gegen ihre Sitze gepreßt. Nach innen stoßen die Ventile nicht gegeneinander, sondern jedes kann einzeln von seinem Sitze abgehoben werden. Durch Rippen f sind sie an der Wandung des Gehäuses sicher geführt.

Innerhalb der Ventile c befinden sich zwei kleinere Ventile h h_1, die beiderseits auf eine Stange stoßen; diese ist so lang bemessen, daß, wenn sich das eine Ventil auf seinen Sitz setzt, das andere geöffnet ist. Die Ventile h werden durch Rippen an der Gehäusewand sicher geführt. Die beiderseits am Ventilgehäuse angeordneten Stutzen sind durch Rohrleitungen p und Überwurfmuttern q mit den beiden Enden des zu entwässernden Dampfzylinders in Verbindung gebracht.

Die Wirkungsweise ist etwa folgende: Auf der Zylinderseite, auf der der Frischdampf eintritt, wird das betreffende Dampfventil, z. B. h, durch den Dampfdruck geschlossen. Das zugehörige, dem Dampfdruck ebenfalls ausgesetzte Ventil c wird jedoch nicht geöffnet, da die Feder e, welche die Ventile c auf ihre Sitze preßt, eine um einen geringen Betrag höhere Spannung hat, als dem Normaldampfdruck entspricht. Zur gleichen Zeit ist das mit der zweiten Zylinderseite in Verbindung stehende Ventil, z. B. h_1, geöffnet und das hier etwa vorhandene Kondenswasser läuft durch Rohr p, das Innere des Ventiles c, den Ringraum g und das Rohr m ab, indem es der Kolben vor sich herschiebt. Ist kurz vor dem Hubende des Kolbens der Auslaß geschlossen und sollte infolge vorhandenen Kondenswassers der Kompressionsdruck über die normale Dampfspannung ansteigen, so öffnet sich das äußere Ventil c, wobei die Feder e, die nur wenig über den Normaldruck gespannt ist, zusammengedrückt wird.

Das Spiel der Ventile h, h_1 wiederholt sich bei jedem Hubwechsel von der einen oder anderen Seite. Die Ventile c hingegen werden nur abgedrückt, wenn eine zu große Menge Kondenswasser und damit eine Gefahr für Zylinderwandung oder Steuerorgane vorhanden ist; im übrigen bleiben sie dauernd geschlossen. Dampfverluste können also nicht entstehen.

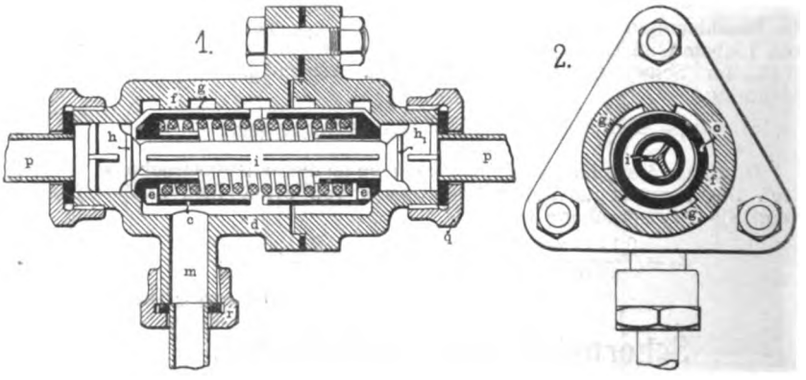


Fig. 406. Z. A.: Dampfzylinder-Entwässerungsapparat, System van Maanen.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 25. Begründet von W. H. Uhland. 3. Dezember 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Sauggas-Generatorenanlage.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 62.)

Nachdruck verboten.

Eine Sauggasgeneratorenanlage, für die außer Braunkohlenbriketts auch Holz und Torf verwendet werden können, ist auf Tafel 62 abgebildet und wird als Spezialität von Fritz Voß Maschinenfabrik, Cöln-Ehrenfeld gebaut.

Fig. 11, 12 der Tafel veranschaulichen die komplette Anlage Die Sauggasanlage selbst besteht aus dem Generator a, dem Verdampfer b, dem Skrubber c und dem Gastopf d nebst den Verbindungsröhren, einem Handventilator g (Fig. 4) und dem Kamin mit der Absperrvorrichtung.

Der Generator a, dessen Schnitt Fig. 4 wiedergibt, ist ein Schachtofen mit zylindrischem Blechmantel und innen mit einer (gesetzlich geschützten) Ausmauerung von feuerfesten Steinen versehen. Im unteren Teile des Ofens liegt der durch eine Schüttelwelle von außen zu bewegende Planrost. Die lose Asche fällt durch das am Boden des Ofens befestigte Rohr in den Wasserbehälter ab, woraus sie von Zeit zu Zeit durch eine Kratze herausgezogen wird. Lästige Staubentwicklung wird auf diese Weise wirkungsvoll verhindert. Auf den oberen Teil des Blechmantels ist die mit dem Fülltrichter e und Doppelverschluß versehene und aus einem Stück bestehende gußeiserne Haube aufgeschraubt. Das Nachfüllen geschieht durch Öffnen des Deckels. Sind die Briketts aufgegeben und ist der Deckel geschlossen, so wird die Glocke e_1 gesenkt, indem der durch ein Gegengewicht beschwerte Hebel angehoben wird, wodurch die Kohle in den Schacht fällt. Der Ofen wird durch Span- und Holzfeuer auf dem Rost und halber Füllung des Ofens mit Briketts in Betrieb gesetzt. Hierbei sind die beiden Türen und die Drosselklappe f im Kamin zu öffnen.

Soll das Anbrennen beschleunigt werden, so schließt man beide Türen, stellt den seitlich angebrachten Dreiwegehahn h so ein, daß die Verbindung vom Handventilator nach dem unteren Teile des Ofens geöffnet ist, und drückt mittels des Ventilators g Luft unter den Rost. Sind die aufgeworfenen Kohlen in Glut, so schüttet man noch einen Eimer Brennstoff auf und stellt den Dreiwegehahn so, daß die Luft vom Ventilator durch das senkrechte seitliche Rohr oben in die Haube des Generators eintritt. Dann wird die Drosselklappe f des Kamins geschlossen und die Gasprobierlampe an der Maschine geöffnet. Durch die Ventilatorluft wird das Gas aus dem Ofen durch den Verdampfer und Skrubber zur Maschine gedrückt. Brennt es an der Lampe mit rötlich violetter Flamme, so wird die Maschine angefahren. Die weitere Gaserzeugung geschieht nun so, daß durch die Saugwirkung des Motorkolbens Luft durch den Ventilator hindurch in den oberen Teil des Ofens gesaugt wird. Die sich bildenden sehr teerreichen Gase sind gezwungen, durch die auf dem Rost und vor den Schlitzen der Ausmauerung gebildete Glutzone hindurchzugehen, wobei die Teerdämpfe vollständig vergast werden. Die Gase strömen in den äußeren Verdampfer b und umspülen den mit Wasser gefüllten inneren Verdampferkörper l, dessen Füllung durch einen Überlauf auf konstanter Höhe gehalten wird. Das Frischwasser wird durch einen Hahn in den Trichter geleitet und läuft durch das an diesem angeschraubte Rohr unten in den Verdampfer. Der Wasserzufluß wird so geregelt, daß der Überlauf nur tropft. Das Überlaufwasser und die Niederschläge im Kamin werden in das unter dem Verdampfer aufgestellte schmiedeeiserne und verzinkte Gefäß m geleitet, das oben eine Abflußöffnung hat. Ein am unteren Ende des Verdampfers angeschraubtes Rohrstück läßt etwa mitgerissene Flugasche ebenfalls in den Wassertopf fallen. Von den zwei Öffnungen im Deckel des Verdampfers mündet die eine durch ein kurzes Rohrstück in die freie Luft, während die andere durch einen Krümmer mit Drosselklappe n im Innern mit der Haube des Generators verbunden ist. Ist der Motor in Gang gesetzt, so wird die Drosselklappe geöffnet und jener saugt nun auch durch den ins Freie mündenden Rohrstutzen Luft, die über den Wasserspiegel des Verdampfers streicht und sich mit Wasserdampf mischt, da das heiße Generatorgas das Wasser zum Kochen bringt. Dieses Luftdampfgemisch strömt durch die Drosselklappe in den Generator, zersetzt sich an den glühenden Kohlen zu Wasserstoffgas und reichert das Braunkohlengas an. Die zur Dampferzeugung dienenden Gase, die einen beträchtlichen Teil ihrer Wärme abgegeben haben, werden durch die Verbindungsrohre in den unteren Teil des Skrubbers c durch den ins Wasser tauchenden Krümmer o geleitet und im Wasser gekühlt und gewaschen. Zur weiteren Kühlung und Reinigung durchstreichen sie dann eine hohe Koksschicht p, die von oben durch kaltes Wasser berieselt wird. Das Waschwasser läuft durch das Überlaufrohr ebenfalls in den Topf m. Das kalte Gas wird schließlich in den Gassammeltopf d und von hier aus in die Maschine geleitet.

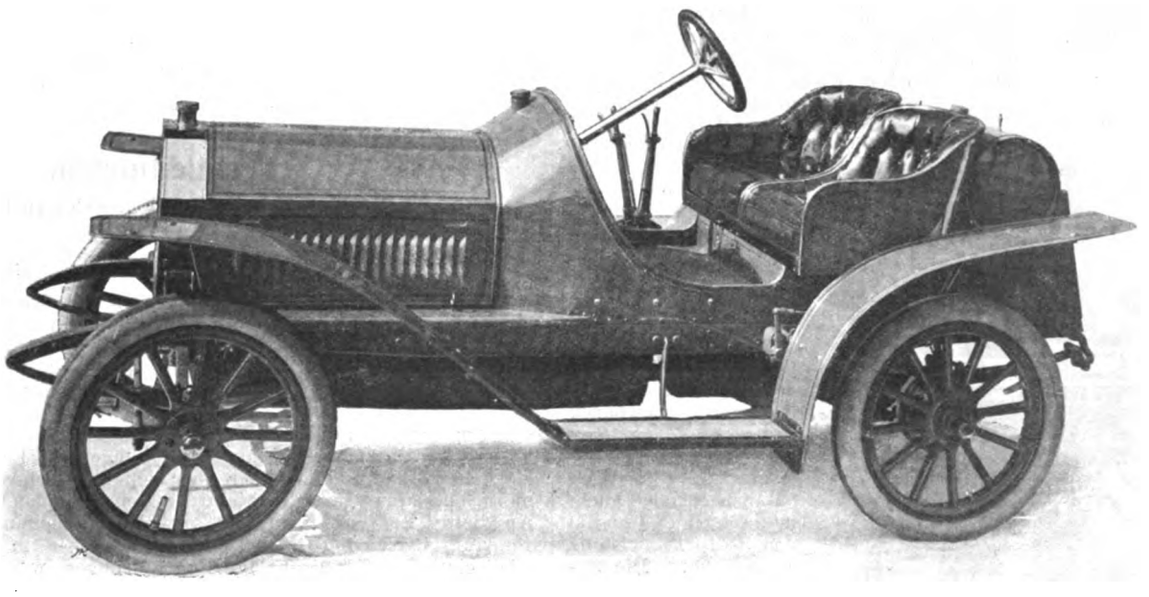


Fig. 407. Z. A.: Der Puch-Motorwagen.

Die Bedienung der Gasanlage ist sehr einfach: alle 2—3 Stunden wird ein Eimer Briketts aufgegeben und der Rost gerüttelt. Verstopfungen durch Ansetzen von Teer sind nicht zu befürchten. Die Rohrleitung wird halbjährlich durchfahren, der Koks im Skrubber jährlich erneuert oder nur gewaschen. Als Brennstoff kann für die Sauggasanlage, wie gesagt, Braunkohlenbriketts, Holz oder Torf verwendet werden. Im übrigen zeichnet sich die Anlage durch geringen Raumbedarf und Reinlichkeit aus; Rauchbelästigung findet nicht statt, da sie bis auf die kurze Anheizzeit rauch- und geruchlos arbeitet.

Der von derselben Firma gebaute Gasmotor (Tafel 62, Fig. 1 bis 3) hat 250 mm Zylinderdurchmesser bei 450 mm Hub und 200 minutlichen Umdrehungen. Besonderer Wert ist auf vollständige Auflagerung des Rahmens a auf das Fundament gelegt, so daß keine Durchbiegungen stattfinden können. Die Lager sind sorgfältig ausgeführt, und bei den neuesten Konstruktionen wird für sämtliche Lager wie für die der Steuerwelle Ringschmierung angewendet. Die von großen Kühlräumen c umgebene Zylinderbüchse b ist aus

Digitized by Google

Hartguß und in den Rahmen so eingesetzt, daß sie Wärmeausdehnungen, ohne sich zu verziehen, frei folgen kann und leicht herauszunehmen ist. Der Zylinderkopf ist besonders kräftig ausgeführt, um den bei Braunkohlengas nötigen hohen Kompressionsdruck von 12 At sicher aufnehmen zu können. Die Ventile e und e_1 lassen sich leicht herausnehmen. Der langgebaute gußeiserne Kolben f macht einen Kreuzkopf entbehrlich, die Abdichtung von der Zylinderwand erfolgt durch federnde Kolbenringe, die auf Spezialmaschinen absolut rund und gleichmäßig federnd hergestellt werden. Der Kolbenbolzen g ist aus Gußstahl, die Pleuelstange aus Siemens-Martinstahl hergestellt. Aus dem gleichen Material ist die dreimal gelagerte und mit Gegengewichten versehene Kurbelwelle. Das Schwungrad i ist so dimensioniert, daß für Kraftbetrieb ein Gleichförmigkeitsgrad von 1:50 und für Lichtbetrieb ein solcher von 1:80 erreicht wurde. Die Steuerung ist als Drosselklappenregulierung durchgebildet. Luft- und Gaszufuhr wird vom Regulator der jedesmaligen Kraftäußerung entsprechend geregelt. Das von der Steuerwelle m durch Hebel und Nocken betätigte Einlaßventil e läßt zuerst nur Luft in den Zündraum o des Zylinders eintreten und spült die hier befindlichen Abgasreste aus, so daß das später eintretende Luft- und Gasquantum sehr rein ist und große Zündfähigkeit besitzt. Die Zündung erfolgt durch einen von der Steuerwelle angetriebenen Magnet-Zündapparat.

Dieser Gasmotor wies bei einem Brennnstoffverbrauch von 800 g pro PS und Stunde 28,6 PS_e auf.

Der Puch-Motorwagen.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 61 und Abbildungen, Fig. 407 u. 408.)

Nachdruck verboten.

Ein neues Modell eines Sportwagens mit ausgesprochener Rennwagenform ist die Puch-Voiturette, deren Abbildung die Textfigur 407 wiedergibt. Dieser Wagen, dessen Konstruktionen die Figuren auf Tafel 61 darstellen, wird von der Firma, Johann Puch, Erste steiermärkische Fahrradfabrik A.-G. in Graz auf den Markt gebracht.

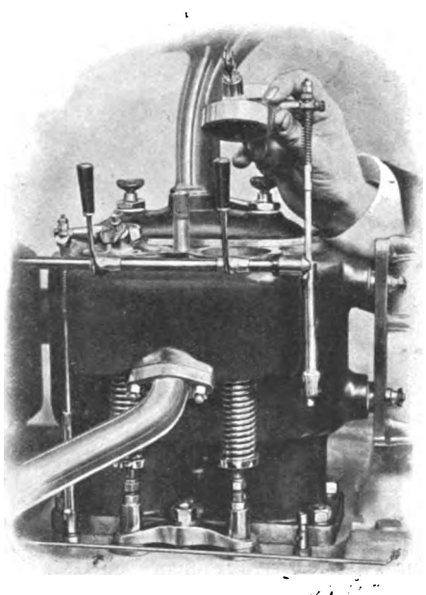


Fig. 408. Z. A.: Der Puch-Motorwagen.

Der Rahmen a (Tafel 61, Fig. 1 u. 2) des Wagens, sowie der Nebenrahmen für Motor und Getriebe sind sehr stabil gebaut und bestehen aus gepreßten U-förmigen Stahlschienen. Ersterer ruht auf lang dimensionierten breiten Federn, wodurch eine gute weiche Federung gewonnen wird.

Der Wagen ist mit einem zweizylindrigen parallelstehenden Puchmotor b (Fig. 4 und 7) von 9—10 PS Leistung ausgerüstet. Die Zylinderbohrung beträgt 90 mm und der Hub 110 mm. Zu beiden Seiten der Zylinder sind die Ventile symmetrisch angeordnet, in der Fahrtrichtung rechts die beiden Einlaßventile c, links die Auslaßventile d, deren Konstruktion bei aller Präzision möglichst einfach gehalten ist. Das Öffnen und Schließen der Ventile wird durch die von der Motorwelle g_1 betriebenen Daumenwellen und durch Federn betätigt. Die Auspuffgase entweichen durch das Auspuffrohr e und den Auspufftopf e_1. Besondere Sorgfalt ist auf leichte Zugänglichkeit sämtlicher Teile des Motors gelegt.

Der Vergaser i ist ein Spritzvergaser mit automatischer Zusatzluftregulierung, dessen Konstruktion äußerst ökonomischen Stromverbrauch gewährleistet. Durch einen Handhebel vom Lenkrad aus wird die Zufuhr des Gasgemisches reguliert.

Als Zündung wird eine vom Volant aus regulierbare Magnetabreißzündung verwendet, die bei einfacher Beschaffenheit sicheres Funktionieren gewährleistet. Die Ventile können ohne Verstellung der Zündung mit einem Griff freigelegt werden. Der Abreißer arbeitet so, daß der bewegliche Hebel stets auf den Kopf des Zündstiftes schlägt, wodurch die Teile blank erhalten werden und Kurzschluß vermieden wird. Die Abreißzündung ist so konstruiert, daß man, wie die Textfigur 408 zeigt, nach Abnahme einer Mutter das Gestänge und den Zündflansch zusammen abnehmen kann. Der Anker des Magneten m wird durch Zahnräderübertragung betrieben und besitzt Ringschmierung.

Von besonderer Wichtigkeit für die gute Funktion eines Motors ist ausreichende Kühlung; diese erfolgt auf dem Wege der natürlichen Wasserzirkulation ohne Pumpe durch den Kühler f_1, sowie durch den von der Motorwelle aus betriebenen Ventilator f.

Die Ölung geschieht durch den mechanischen Schmierapparat l (Fig. 1), dessen Ölabgabe der jeweiligen Tourenzahl des Motors angepaßt ist.

Die Übersetzung vom Motor zum Getriebe veranschaulichen die Tafelfiguren 2, 7, 8, 12—15 und 17. Sie erfolgt durch die Lederkonuskupplung k auf das Getriebe n und von da aus mittels Kardanwelle n_1 auf das Hinterradgetriebe o. Die Kupplung k wird durch das linke Fußpedal k_1 (Fig. 1, 2) eingerückt. Der Geschwindigkeitswechsel hat drei Übersetzungen, die dritte große Geschwindigkeit in direktem Eingriff, und einen Rückwärtsgang. Die Geschwindigkeiten werden durch den rechts vom Lenkersitz angebrachten Handhebel q_1 geschaltet. Für die Zahnräder des Wechselgetriebes ist bestes Material verwendet; sie sind gehärtet und sehr kräftig gebaut.

Die mit Stahlbacken versehene Getriebebremse an der Hauptwelle des Wechselgetriebes wird vom Fußhebel k_2 betätigt. Außerdem ist der Wagen mit einer durch Verstellen des Hebels q (Fig. 1, 2) auf die beiden Hinterräder wirkenden Handbremse versehen. Das Kardangetriebe o läuft auf Kugellagern und ist durch ein Stahlgehäuse öldicht eingeschlossen.

Die Vorderachse ist, um außerordentliche Widerstandskraft zu gewährleisten, aus bestem Stahl von I-Form hergestellt; sehr stabil ist auch die Hinterradachse ausgeführt, um den größten Anforderungen bei schlechten Straßen zu genügen.

Als Räder werden Holzräder für Pneumatiks 700 × 80 verwendet.

Dieser Motorwagen ist mit einer zweisitzigen Sportkarosserie mit niederen Sitzen ausgerüstet; seine Leistungsfähigkeit beträgt je nach Übersetzung und Terrain bis 50 km in der Stunde in der Ebene und bei Überwindung aller Steigungen bei normalen Straßenverhältnissen. Die ganze Wagenlänge beträgt 3050 mm bei 2 m Achsenabstand, 1130 mm Spurweite und 1130 mm ganzer Breite.

Der Benzinbehälter ist hinter den Sitzen angeordnet und mit einer explosionssicheren Vorrichtung versehen. Das Benzinreservoir faßt 40—50 l, die für ca. 350 km Fahrt ausreichen.

Schachtleitungen.

Von Ingenieur **G. Hübel** in **Zweibrücken.**

(Mit Abbildung, Fig. 409.)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Die Abdichtung geschieht bei den Stopfbüchsen für Dampfleitung mit Stopfbüchs-Packung, bei solchen für Druckleitungen mit Manschetten. Es ist ratsam, sie doppelführend auszubilden, um ein Ecken zu vermeiden. Fig. 409, Skz. 1 zeigt eine Stopfbüchse für Wasserleitungen in der Ausführung der Firma Franz Seiffert & Co.

Um seitlichen Ausbiegungen und Schwankungen zu begegnen, ist besonderes Augenmerk auf gute, sachgemäße Führung der Rohre zu richten, hauptsächlich der über den Standrohren und Fußkrümmern, da sie das ganze Gewicht der Rohrleitungen zu tragen haben. An diesen Rohren zeigen sich seitliche Ausbiegungen zuerst. Die Rohrführungen sind in Abständen von 5—8 m angebracht, die Gleitschuhe der beweglichen Rohrführungen werden fest auf das Rohr geschraubt und von der Isolierung dicht eingeschlossen. Es ist noch besonders darauf zu achten, daß der Gleitschuh im I-Eisen einige mm Spielraum hat. Skz. 2 u. 3 der Fig. 409 zeigen eine bewegliche, Skz. 4 u. 5 eine feste Unterstützung.

Dampfleitungen sind am Fuße gut zu entwässern und mit einem genügend großen Wasserabscheider und Kondenstopf zu versehen. Durch unvorsichtiges Inbetriebsetzen von Dampfleitungen kamen schon wiederholt Unfälle vor. Es empfiehlt sich, die einzelnen Kessel mit Rohrbruchventilen auszurüsten, um bei Rohrbrüchen das Ausströmen des Dampfes zu verhindern. Auch dürfen die Rohrleitungen in der freien Ausdehnung nicht gehindert werden. Eine genaue Kontrolle der Rohrleitungen ist nach der Montage, d. h. vor dem Inbetriebsetzen auf jeden Fall vorzunehmen; dabei ist besonders Wert darauf zu legen, daß bei den Rohrführungen kein Klemmen entsteht und die Flanschen sich einwandfrei bewegen können. Ferner sind die Flanschen nachzuziehen; der Ausdehnung ist die größte Aufmerksamkeit zu schenken.

Zum Schluß sei noch auf die Dimensionierung von Dampfleitungen und auf die davon abhängigen Kondens- und Temperaturverluste hingewiesen, wobei zu bemerken ist, daß das folgende nicht nur für Schachtleitungen sondern im allgemeinen auch für Dampfleitungen von Kraftzentralen zutrifft. Erst seitdem die an großen Kraftzentralen vorgenommenen Versuche den Nachweis liefern, daß durch die richtige Wahl des Leitungsdurchmessers die wirtschaftliche Leistung einer Dampfkraftzentrale bedeutend erhöht wird, betrachtet man den Hochdruckrohrleitungsbau durchgängig als einen wichtigen Zweig der modernen Technik. Die Entwicklung der Industrie und besonders der Bau großer Kraft-Zentralen gab anderseits Veranlassung, auf sachgemäße Ausführung und Betriebssicherheit mehr Gewicht zu legen. Besonders die Firma Franz Seiffert & Co. A.-G., Berlin-Eberswalde ist im Bau von Hochdruck-Rohrleitungen bahnbrechend vorgegangen.

Digitized by Google

Der Dampf erfährt bei der Fortleitung durch Röhren Energieverluste, die man gewöhnlich in Wärme- und Spannungsverluste trennt. Letztere stellen im Grunde genommen ebenfalls Wärmeverluste dar, weshalb die Trennung nicht ganz scharf ist. Richtiger ist es, von der Ursache der Verluste auszugehen und sie in Spannungs- und Abkühlungsverluste einzuteilen. Die Abkühlungsverluste bilden nach Abzug des Kondenswassers nur eine quantitative Verringerung des Dampfgewichtes, Temperatur- und Spannungsverluste dagegen eine qualitative Veränderung, mit der sich auch die Wärmeausnutzung der Maschine ändert. Besonders bei Verwendung von überhitztem Dampf, wo die Wärmeausnutzung der besten Maschinen noch in hohem Maße von der Dampftemperatur abhängig ist, muß in Betracht gezogen werden, um wieviel die Wärmeausnutzung der Maschine durch den Temperaturverlust der Dampfleitung beeinträchtigt wird. Da zumal der Wirkungsgrad der Turbinen von der Temperatur des Dampfes abhängig ist, so ist man bestrebt, diesen den Dampf mit einem Minimum an Temperaturverlust zuzuführen. Einem Temperaturabfall von 5—10 ° entspricht erfahrungsgemäß ein höherer Dampfverbrauch pro KW-Stunde von 1 bis 1½%; bei Kolben-Maschinen dagegen entsprechen 10 ° Wärmeverlust einem Dampfmehrverbrauch von ca. 0,15 kg.

Der absolute Wärmeverlust einer Dampfleitung ist abhängig von:

1. der Anordnung und den Abmessungen der Rohrleitung;
2. dem Temperaturgefälle zwischen der Rohroberfläche und der sie umgebenden Luft;
3. der Beschaffenheit und dem Material der Rohroberfläche.

Das Temperaturgefälle selbst hängt wieder ab von der Art und Stärke der Isolierung, sowie von der Beschaffenheit des Dampfes, dem Bewegungszustand von Luft und Dampf und dessen Temperatur. Im allgemeinen rechnet man bei bester Isolierung damit, daß gegenüber dem nackten Rohre ca. 80% des Wärmedurchganges zurückgehalten werden. Bei nicht isolierten Ventilen, Formstücken und Flanschen gehen noch ca. 20% verloren. Für schmiedeiserne Rohre beträgt der Wärmedurchgangskoeffizient, der im unbekleideten Zustande k zu 12 angenommen wird, bei guter Isolierung ca. 2,4, bei mittelmäßiger, meist üblicher Ausführung ca. 6.

Gegenwärtig garantieren die meisten Fabrikanten von Isoliermaterial einen maximalen Temperaturverlust von 0,3 bis 0,4 ° pro lfd. m Rohrlänge. Kommen aber Rohrleitungen von 800 bis 1000 m in Frage, so müssen die Temperaturverluste pro lfd. m Rohrlänge entsprechend kleiner angenommen werden. — Soll z. B. Dampf von 10 At abs. Spannung 800 m weit fortgeleitet werden, und soll der Temperaturabfall nur 0,15 ° pro lfd. m betragen, so muß er noch um 120 ° überhitzt werden, wenn die Temperatur des Dampfes am Ende der Leitung noch 178 ° betragen soll. — An einer Heißdampfleitung vorgenommene Wärmedurchgangsversuche sollen Wärmeersparnisse von 94 bis 98% ergeben haben, wobei man Temperaturverluste von 0,06 °, 0,034 °, 0,015 ° pro lfd. m festgestellt haben will.

Diese außerordentlich hohen Resultate können in der Praxis, wenn es sich um die Festlegung des Temperaturabfalles in einer Dampfleitung handelt, nicht zu Grunde gelegt werden; denn wenn man einen Temperaturabfall von 0,06 ° oder 0,015 ° pro lfd. m Rohrlänge annimmt, so würde sich bei einer Dampfleitung von 80 m Länge ein solcher von nur 4,8 ° bzw. 1,2 ° ergeben. — In der Praxis muß man immer mit höheren Temperaturabfällen rechnen. In jedem einzelnen Fall tut man gut, sich bezügl. der Isolierung einer Dampfleitung mit einer Spezialfirma in Verbindung zu setzen, die stets gern mit ausführlichen Angaben dient, wenn ihr Druck und Temperatur des Dampfes und äußerer Durchmesser, Länge und Lage der Leitung angegeben werden.

Die stündliche Kondenswassermenge schwankt bei gut isolierten Rohren zwischen 0,5 und 1,5 kg, bei nicht isolierten Rohren zwischen 4 und 6 kg pro qm Innenrohrfläche. Im allgemeinen rechnet man bei isolierten Rohren mit 1,5 kg pro qm. Bei überhitztem Dampf und weniger gut isolierten Flanschen nimmt man gewöhnlich 1 kg an, dagegen 0,8 kg Kondenswasser pro qm, wenn die Flanschen noch mit Flanschenkappen versehen werden. Bei Verwendung von überhitztem Dampf hat man jedoch nur bei der Inbetriebsetzung mit Kondensverlusten zu rechnen, vorausgesetzt, daß die Dampfgeschwindigkeit den Verhältnissen für überhitzten Dampf entspricht. Durch Erhöhung des Dampfdruckes und Vergrößerung des Leitungsdurchmessers nimmt die Kondenswassermenge bei gleichbleibender Dampfmenge zu.

Der Durchmesser langer Dampfleitungen ist vom Druckverlust durch Leitungswiderstände und vom Dampfverlust durch äußere Abkühlung abhängig. Jener nimmt mit der Dampfgeschwindigkeit zu, dieser ab. Der zulässige Spannungsabfall ist bei vorgeschriebenem Dampfdruck bestimmt. Die Dampfgeschwindigkeit und der Leitungsdurchmesser sind dann nach der Formel für den Leitungswiderstand zu berechnen, wobei aber auf die Kondensverluste keine Rücksicht genommen wird. Die Kondensverluste werden durch Erhöhung des Leitungswiderstandes verringert. Ist der Dampfdruck nicht vorgeschrieben, so wird der Leitungsdurchmesser durch Vergleichsrechnungen über den gesamten Dampfverbrauch einer Dampfkraft-Zentrale einschließlich der Kondensverluste in der Leitung bei kleinem und großem Spannungsabfall bestimmt. Zur Bestimmung eines richtigen Leitungsdurchmessers sind besondere praktische Erfahrungen erforderlich. Die Dampfgeschwindigkeit in den Leitungen ist in jedem einzelnen Falle von den praktischen Betriebserfordernissen sowie von der Lage der Leitung abhängig; aus diesem Grunde läßt sich eine bestimmte Größe nicht gut angeben. Auch kann die Dampfgeschwindigkeit großen Schwankungen unterworfen sein, besonders wenn der Dampf einer Maschine durch eine enge Leitung zugeführt wird. Diese Schwankungen veranlassen nicht allein ungleichmäßige Füllungen, sondern auch schwankende Bewegungen der Dampfleitungen, wenn diese nicht richtig festgelegt werden. Es empfiehlt sich, vor jede Dampfmaschine einen genügend großen Wasserabscheider zu setzen, der dann als Windkessel wirkt, und den Durchmesser der Dampfleitung von der Maschine bis zum Wasserabscheider unter Zugrundelegung der maximalen Kolbengeschwindigkeit zu bestimmen. Die Dampfgeschwindigkeit wird dann in der Regel für Sattdampf zu 40 bis 50, für überhitzten Dampf zu 50 bis 75 m max. in der Sekunde angenommen. Das Volumen des Wasserabscheiders macht man gern gleich 6 bis 8, oder 8 bis 10 mal dem des Dampfzylinders bei max. Füllung. Bei Fernleitungen verteilt man die Wasserabscheider auf Entfernungen von ca. 50 m und legt im allgemeinen 1,5 bis 2 kg Kondenswasser bei der Bestimmung der Hauptabmessungen zu Grunde.

Der zum Wasserabscheider gehörige Kondenstopf ist so groß zu wählen, daß er jederzeit das im unbekleideten Rohre sich bildende Kondenswasser wegschaffen kann. Die aufs Dampfvolumen bezogene Dampfgeschwindigkeit wird in Dampfleitungen, wenn ein geringer Spannungsabfall erreicht werden soll, zu 15 bis 20 m/sek. angenommen. Ist dagegen ein höherer Spannungsabfall zulässig, so ist es hinsichtlich der Dampfkosten vorteilhafter, die Dampfgeschwindigkeit bis auf 30 m/sek. max., bei überhitztem Dampf bis auf 35 bis 40 m/sek. zn erhöhen.

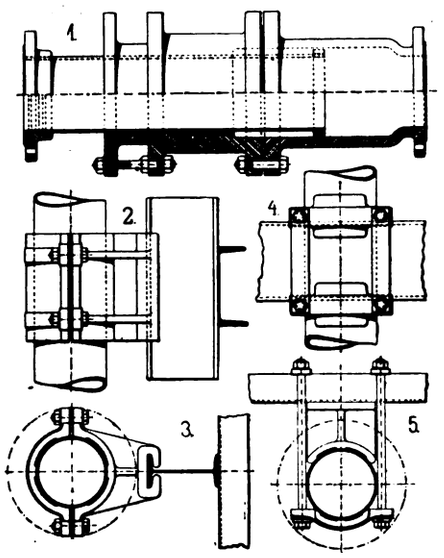


Fig. 409. Z. A.: Schachtleitungen.

Da die Dampfgeschwindigkeiten in den meisten Fällen zu klein genommen werden und durch Erhöhung des Dampfdruckes um 1 At im Kessel keine ins Gewicht fallenden Mehrkosten entstehen, so ist ein Spannungsabfall von 0,5 bis 1 At durchaus zulässig. Der zur Erzeugung eines höheren Dampfdrucks erforderliche Mehraufwand an Wärme muß dann aber bei einer engen Leitung viel geringer sein, als die Erhöhung des Wärmeverlustes durch äußere Abkühlung bei einer weiten Leitung.

Wie erheblich die Ersparnisse bei Dampfleitungen mit guter Isolierung sein können, sollen die folgenden Beispiele zeigen:

1. Nimmt man bei einer Dampfturbine von 800 KW einen Dampfverbrauch von 8 kg pro KW und Stunde an, so beträgt der Gesamtdampfverbrauch pro Stunde 6400 kg. Der Temperaturabfall ergibt sich, wenn die Länge der Dampfleitung zu 80 m angenommen und pro lfd. m Rohrlänge mit 0,4 ° gerechnet wird, zu 32 °. Diese 32 ° verursachen einen Dampfmehrverbrauch von $32 : 5 = 6{,}4\%$, also bei 300 Arbeitstagen zu je 10 Stunden einen jährlichen Mehrverbrauch an Dampf von:

$$\frac{6400 \cdot 300 \cdot 10 \cdot 6{,}4}{100} = \backsim 1\,250\,000 \text{ kg}.$$

Nimmt man dagegen pro lfd. m Rohrlänge einen Temperaturabfall von nur 0,2 ° an, so beträgt der jährliche Dampfmehrverbrauch ~ 625 000 kg, wodurch sich unter der Annahme einer siebenfachen Verdampfung und eines Kohlenpreises von M. 2,— pro 100 kg eine Ersparnis von $\backsim \frac{625\,000 \cdot 0{,}02}{7} = \backsim 1800$ Mark ergibt.

2. Beträgt z. B. die Rohroberfläche einer Anlage 50 qm und nimmt man an, daß pro qm und Stunde nur 1,25 kg Kondenswasser niedergeschlagen werden, so ergibt sich die jährliche Kondenswassermenge bei 3000 Arbeitsstunden zu: $50 \cdot 1{,}25 \cdot 3000 = \sim 190\,000$ kg.

Ist dagegen die Isolierung der Dampfleitung so ausgeführt, daß man mit 2 kg Kondenswasser pro qm und Stunde rechnen muß, so wären das unter den bereits angegebenen Verhältnissen

$$50 \cdot 2 \cdot 3000 = 300\,000 \text{ kg pro Jahr.}$$

Die zu erwartenden Ersparnisse ergeben sich daraus zu:

$$\frac{(300\,000 - 190\,000) \cdot 0{,}02}{7} = 325 \text{ Mark pro Jahr.}$$

Digitized by Google

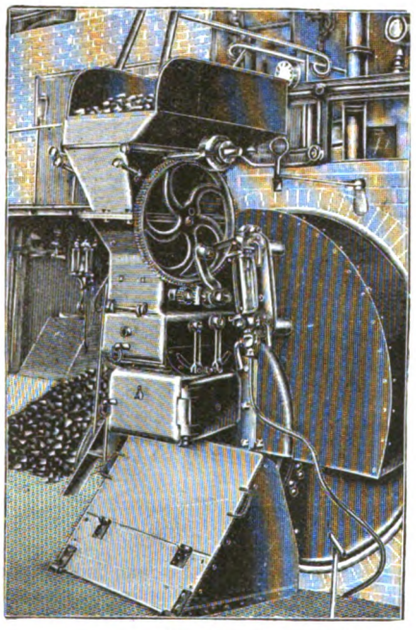
Mechanischer Rostbeschickungsapparat.

(Mit Abbildungen, Fig. 410—412.)

Nachdruck verboten.

Die Bestrebungen der Kesselbesitzer, die Kosten der Dampferzeugung möglichst niedrig zu halten, sind durch die Erhöhung der Arbeitslöhne und das Steigen der Kohlenpreise illusorisch gemacht. Deshalb verfolgen auch die Besitzer von Kesselanlagen die Fortschritte im Bau der mechanischen Rostbeschickungsapparate mit besonderem Interesse. Neben den an dieser Stelle schon beschriebenen Apparaten von Leach u. a., den amerikanischen Wanderrosten usw. erscheint auch der sogen. „Simplex"-Apparat beachtenswert. Dieser beruht gegenüber den bekannten Beschickungsapparaten mit Schleuderklappe auf dem Prinzip der freischleudernden Muldenschaufel, die den Handwurf eines Heizers nachahmt. Zu diesem Zwecke ist eine horizontal schwingende muldenförmige Schaufel angeordnet, auf die das Brennmaterial während der Ruhelage fällt und von der es durch Vorschnellen in den Feuerraum geschleudert wird (vgl. Fig. 412).

Während es aber bei Apparaten mit Schleuderklappe aus bekannten Gründen unmöglich ist, Grus- und Stückkohle, wie sie bei Förderkohle in unbestimmter Wahl fallen, in einem Wurf gleichweit zu schleudern, soll es sich nach einer Mitteilung der Firma H. Tschentschel in Breslau, die den „Simplex"-Apparat ausführt, bei ihm gleichbleiben, welcher Art das auf der muldenförmigen Schaufel liegende Brennmaterial ist. Staubkohle, Stückkohle oder beide gemischt, sollen stets auf den gewünschten Platz



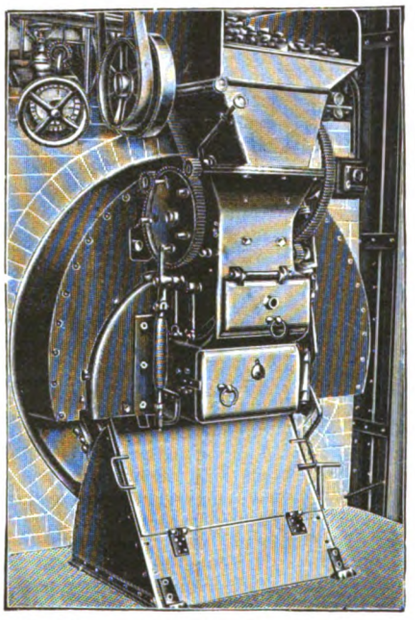


Fig. 410. Z. A.: Mechanischer Rostbeschickungsapparat. Fig. 411.

des Rostes geschleudert werden, ohne daß vorher eine merkliche Trennung der Kohlensorten durch Niederfallen der leichteren Teile stattfindet.

Die Beschickung des Rostes geschieht in vier Würfen von verschiedener Weite und mit ca. 12—15 Würfen in der Minute. Die Zuführung der Kohle zur Schaufel wird durch einen Schieber bewirkt, die Einstellung der nötigen Kohlenmenge geschieht in weitesten Grenzen mittels eines durch Handrad zu betätigenden Blechschiebers. Alle Teile des Mechanismus sind bequem zugänglich, auch kann bei sogen. Doppel-Apparaten, wie sie für Zweiflammrohrkessel zur Anwendung kommen, jeder Apparat augenblicklich ein- und ausgerückt werden. Außer für Ein- und Zweiflammrohrkessel werden die Beschickungsapparate auch für Wasserrohrkessel gebaut.

Schornstein mit Hochbehälter.

Von Ing. **J. Thoren** in **Charlottenburg.**

(Mit Zeichnungen auf Tafel 54 in Heft 22, Fig. 1—8.)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Sockelsohle 9—9.

$G_9 = 216\,300 + 9200 = \mathbf{225\,500}$ kg.

Der Winddruck auf die untere Sockelpartie ist: $W_9 = \mathbf{250}$ kg.

Das Winddruckmoment bestimmt sich zu:

$M_w = 9150\,(16{,}75 + 2{,}25 + 0{,}75) + 700\,(1{,}125 + 0{,}75) + 250 \cdot 0{,}375 = \backsim$ **182 120** kgcm,

demnach $a_9 = \dfrac{182\,120}{225\,500} = \mathbf{0{,}808}$ m,

$e = 0{,}47 \cdot 2{,}0 + 0{,}29 \cdot 1{,}25 = \mathbf{1{,}3}$ m,

$k = \dfrac{2{,}0}{4}\left(1 + \dfrac{1{,}25^2}{2{,}0^2}\right) = \mathbf{0{,}695}$ m,

Querschnitt $F_9 = \mathbf{7{,}66}$ qm,

$S_0 = \dfrac{225\,500}{7{,}66 \cdot 10\,000} = \mathbf{2{,}94}$ kg pro qcm,

$S'' = 2{,}94\left(1 + \dfrac{0{,}808}{0{,}695}\right) = \mathbf{6{,}32}$ kg pro qcm,

$S' = 2{,}94\left(1 - \dfrac{0{,}808}{0{,}695}\right) = \mathbf{-0{,}44}$ kg pro qcm,

$S_m < \mathbf{6{,}76}$ kg pro qcm.

Fundamentsohle.

Gewicht des Fundaments:

$$G_f = \left(\frac{2{,}5}{3}\,5{,}5^2 + 4{,}5^2 + \sqrt{5{,}5^2 \cdot 4{,}5^2} - \frac{2{,}5^2\,\pi}{4} \cdot 2{,}0 + 6^2 \cdot 0{,}7\right) \cdot 1600 = \backsim \mathbf{125\,000}\ \text{kg},$$

Gesamtgewicht des Schornsteins mit Fundament: $225\,500 + 125\,000 = \mathbf{350\,500}$ kg;

das Winddruckmoment in bezug auf die Fundamentsohle bestimmt sich zu:

$M_w = 9150\,(16{,}75 + 3{,}0 + 3{,}2) + 700\,(1{,}875 + 3{,}2) + 250\,(0{,}375 + 3{,}2) = \mathbf{214\,439}$ kgcm,

$a = \dfrac{214\,439}{350\,500} = \mathbf{0{,}61}$ m.

Die kleinste Kernweite beim quadratischen Querschnitt bestimmt sich zu: $0{,}118 \cdot b = 0{,}118 \cdot 6{,}0 = \mathbf{0{,}708}$ m.

Da $a < k$ ist, können in der Fundamentsohle nur Druckspannungen auftreten.

$S_0 = \dfrac{350\,500}{6^2 \cdot 10\,000} = \mathbf{0{,}974}$ kg pro qcm,

Größter Kantendruck $= 0{,}974\left(1 + \dfrac{0{,}61}{0{,}708}\right) = \mathbf{1{,}8}$ kg pro qcm.

Auf graphischem Wege lassen sich die Schwerpunktsabstände, die Richtung der Resultierenden und die Stützweiten a nach Fig. 1, Taf. 54 so ermitteln:

Für die Lagerfuge 1—1 ergibt sich die Lage des Schwerpunktes für den Angriff des Winddruckes in der Weise, daß man rechts vom oberen Schornsteindurchmesser den Durchmesser von Absatz I mit 2,334 m und links von Absatz I den oberen Schornsteindurchmesser mit 2,1 m aufträgt, die Verbindungslinie dieser beiden Punkte schneidet die Achse des Schornsteines im Schwerpunkt der Winddruckfläche; genau so verfährt man bei den Lagerfugen 2—2 usw. bis 7—7.

Die Stützweiten a erhält man sodann, wenn man durch die ermittelten Schwerpunkte Parallele zur Resultierenden aus Winddruck und Eigengewicht bis zum Schnittpunkt mit der entsprechenden Lagerfuge zieht; also für Lagerfuge 1—1, indem man durch S_1 eine Parallele zu R_1 des Kräfteplanes bis zum Schnitt mit 1—1 zieht, die Entfernung vom Schnittpunkt bis zur Schornsteinachse ist dann a_1.

Die Verbindung der Schnittpunkte der einzelnen Lagerfugen miteinander, welche in der Zeichnung stark ausgezogen ist, stellt alsdann die Stützlinie dar.

Um die Stützweiten möglichst genau zu erhalten, sind die Winddrücke in zehnmal größerem Maßstabe als die Eigengewichte aufgetragen; wenn also im Kräfteplan 1 mm = 500 kg für die Eigengewichte bedeutet, so nimmt man für die Winddrücke 1 mm = 50 kg.

Diese Methode hat den Vorteil vor dem rechnerischen Verfahren, daß ein etwaiger Fehler bei dem Verlauf der Stützlinie sofort auffällt.

Die Stützlinie läßt sich auf diese Weise bis zum Sockel ohne weiteres aufzeichnen.

Um die Stützweiten in den Lagerfugen des Sockelmauerwerks und in der Fundamentsohle zu ermitteln, muß man dagegen das Seilpolygonverfahren anwenden.

Man erhält für die Lagerfuge 8—8 den Angriffspunkt für die Resultierende des Winddruckes, der auf den Schaft und auf den oberen Sockel wirkt, in der Weise, daß man zu dem beliebig angenommenen Pol P die Strahlen I, VII und VIII zieht, durch den Schwerpunkt S_7 eine Horizontale legt, eine Parallele zu Strahl I zum Schnittpunkt 7, durch Punkt 7 eine Parallele zu Strahl VII bis zum Schnittpunkt mit der durch S_{8_1} gelegten Horizontalen zieht, von diesem Schnittpunkt aus eine Parallele zu Strahl VIII bis zum Schnittpunkt 8 zeichnet und durch Punkt 8 eine Horizontale zieht, welche die Schornsteinachse in S_8 schneidet. S_8 ist alsdann der Angriffspunkt für die Winddruckresultierende aus dem Winddruck, der auf den Schaft und auf die obere Sockelpartie wirkt; zieht man nun durch S_8 eine Parallele zur Resultanten R_8, dann ergibt sich die Stützweite a_8.

Analog verfährt man bei der Sockelsohle 9—9, indem man von S_8 ausgehend den Angriffspunkt S_9 für die Winddruckresultierende konstruiert, welche die Winddrücke ersetzt, die in S_8

Digitized by Google

und S_{32} angreifend angenommen sind. Verfolgt man die Stützlinie bis zur Fundamentsohle, so stellt S_9 auch für diese Sohle den Angriffspunkt des gesamten auf Schornsteinschaft und Sockel wirkenden Winddruckes dar, da das Fundament vom Winddruck freibleibt. S_9 ist aber der Angriffspunkt für die Resultierenden R_9 und R_{10}. Auf diese Weise erhält man die Stützweiten genau und zugleich ein übersichtliches Bild über den Verlauf der Stützlinie von der Schornsteinmündung bis zur Fundamentsohle.

Berechnung des Schornsteins mit umgebautem Behälter.

Durch den Umbau des Behälters wird die dem Winde ausgesetzte Fläche wesentlich vergrößert, wogegen bei leerem Behälter die Belastung durch Eigengewicht unbedeutend ist. Demnach werden sich in diesem Falle die Werte für a erhöhen, während bei gefülltem Behälter die Belastung durch Eigengewicht höher wird. Es ist deshalb notwendig, die Ermittelung der Spannungen bei leerem und bei gefülltem Behälter vorzunehmen. Auf den Teil des Schornsteins oberhalb des Behälters ist dieser ohne Einfluß, weshalb die Untersuchung des bei der Lagerfuge 4—4 beginnenden Teiles unterhalb genügt.

Das Gewicht des Mauerwerks betrage: 70 800 kg, das des Behälters 7000 kg, das Gesamtgewicht somit: 77 800 kg.

Der Durchmesser des Schornsteins über dem Dache bestimmt sich zu: $13 \cdot 0.045 + 2{,}1 = 2{,}685$ m, der am Auflager des Behälters zu: $18 \cdot 0{,}045 + 2{,}1 = 2{,}91$ m.

Der Winddruck auf den Schornstein oberhalb des Behälters ist: $\frac{2{,}1 + 2{,}685}{2} \cdot 13 \cdot 0{,}667 \cdot 125 = \backsim$ **2600 kg**,

auf das Behälterdach: $\frac{2{,}7 + 6{,}0}{2} \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}667 \cdot 125 = \backsim$ **330 kg**,

auf den zylindrischen Behälter: $6 \cdot 2{,}6 \cdot 0{,}67 \cdot 125 = \backsim$ **1310 kg**,

auf den konischen Behälterteil: $\frac{6+3}{2} \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}67 \cdot 125 = 565 \backsim$ **570 kg**,

auf den Schornstein unterhalb des Behälters bis Lagerfuge 4—4: $\frac{2{,}91 + 3{,}05}{2} \cdot 3{,}1 \cdot 0{,}67 \cdot 125 =$ **775 kg**.

Die Schwerpunktlagen der einzelnen Winddruckflächen in bezug auf die Lagerfuge bestimmen sich folgendermaßen:

Schwerpunktabstand der Winddruckfläche oberhalb des Behälters: $\frac{2{,}685 + 2 \cdot 2{,}1}{2{,}685 + 2{,}1} \cdot \frac{13}{3} + 5{,}0 + 3{,}1 =$ **14,335 m**,

der Dachfläche: $\frac{6 + 2 \cdot 2{,}7}{6 + 2{,}7} \cdot \frac{0{,}9}{3} + 4{,}1 + 3{,}1 =$ **7,59 m**,

des zylindrischen Behälterteils: $\frac{2{,}6}{2} + 1{,}5 + 3{,}1 =$ **5,9 m**,

für den konischen Behälterteil: $1{,}5 - \frac{6{,}0 + 2 \cdot 3{,}0}{6{,}0 + 3{,}0} \cdot \frac{1{,}5}{3} + 3{,}1 =$ **3,934 m**,

des Schornsteinteils unterhalb des Behälters: $\frac{3{,}05 + 2 \cdot 2{,}91}{3{,}05 + 2{,}91} \cdot \frac{3{,}1}{3} =$ **1,49 m**.

Auf Grund dieser Ermittlungen bestimmt sich das Winddruckmoment für Lagerfuge 4—4 zu:

$M_{w4} = 2600 \cdot 14{,}335 + 330 \cdot 7{,}59 + 1310 \cdot 5{,}9 + 570 \cdot 3{,}934 + 775 \cdot 1{,}49 =$ **50 902 kg**;

Stützweite $a_4 = \frac{M_w}{G} = \frac{50\,902}{77\,800} =$ **0,654 m**;

$e =$ 1,048 m; $k =$ 0,562 m; $F_4 =$ 3,2 qm;

$S_0 = \frac{77\,800}{3{,}2 \cdot 10\,000} =$ **2,43 kg** pro qcm;

$S'' = 2{,}43\left(1 + \frac{0{,}654}{0{,}562}\right) =$ **5,24 kg** qro qcm;

$S' = 2{,}43\left(1 - \frac{0{,}654}{0{,}562}\right) =$ **— 0,39 kg** pro qcm;

$S_m <$ **5,63 kg** pro qcm.

Die Berechnung der Winddruckmomente für die einzelnen Lagerfugen läßt sich etwas vereinfachen, wenn man für die Winddrücke auf die Behälterteile die Resultierende dieser Winddrücke mit dem entsprechenden Angriffspunkt in die Rechnung einführt. Diese bestimmt sich zu: $330 + 1310 + 570 =$ **2210 kg**. Der Angriffspunkt in bezug auf die Unterkante des Behälters ergibt sich zu:

$2210 \cdot x = 330(0{,}39 + 4{,}1) + 1210(1{,}5 + 1{,}3) + 775 \cdot 1{,}49$; $x = \frac{5625}{2210} =$ **2,545 m**.

Lagerfuge 5—5.

Winddruck auf den Schornstein von Behälterunterkante bis Lagerfuge 5—5 $= 775 + W_5 = 775 + 1415 =$ **2190 kg**.

Angriffspunkt für diese Winddruckfläche:

$\frac{3{,}288 + 2 \cdot 2{,}91}{3{,}288 + 2{,}91} \cdot \frac{8{,}4}{3} =$ **4,116 m**.

$G = 103\,400 + 7000 =$ **110 400 kg**;

$M_{w5} = 2600(6{,}235 + 5{,}0 + 3{,}1 + 5{,}3) + 2210 \cdot (2{,}545 + 3{,}1 + 5{,}3) + 2190 \cdot 4{,}116 =$ **84 253 kgm**.

$a_5 = \frac{84\,253}{110\,400} =$ **0,782 m**; $e =$ 1,15 m; $k =$ 0,624 m; $F_5 =$ 4,07 qm;

$S_0 = \frac{110\,400}{4{,}07 \cdot 10\,000} =$ **2,71 kg** pro qcm;

$S'' = 2{,}71\left(1 + \frac{0{,}782}{0{,}624}\right) =$ **6,09 kg** pro qcm;

$S' = 2{,}71\left(1 - \frac{0{,}782}{0{,}624}\right) =$ **0,67 kg** pro qcm;

$S_m <$ **6,76 kg** pro qcm.

Lagerfuge 6—6.

Winddruck unterhalb des Behälters $= 775 + 1415 + 1520 =$ **3710 kg**.

Schwerpunktsabstand der Winddruckfläche:

$\frac{3{,}526 + 2 \cdot 2{,}91}{3{,}526 + 2{,}91} \cdot \frac{13{,}7}{3} =$ **6,497 m**.

$G_6 = 143\,400 + 7000 =$ **150 400 kg**;

$M_{w6} = 2600\,(6{,}235 + 5{,}0 + 13{,}7) + 2210(2{,}545 + 13{,}7) + 3710 \cdot 6{,}497 =$ **124 847 kgm**;

$a_6 = \frac{124\,847}{150\,400} =$ **0,83 m**; $e =$ 1,19 m; $k =$ 0,66 m; $F_6 =$ 4,9 qm;

$S_0 = \frac{150\,400}{4{,}9 \cdot 10\,000} =$ **3,07 kg** pro qcm;

$S'' = 3{,}07\left(1 + \frac{0{,}83}{0{,}66}\right) =$ **6,9 kg** pro qcm;

$S' = 3{,}07\left(1 - \frac{0{,}83}{0{,}66}\right) =$ **— 0,79 kg** pro qcm; $S_m <$ **7,69 kg** pro qcm.

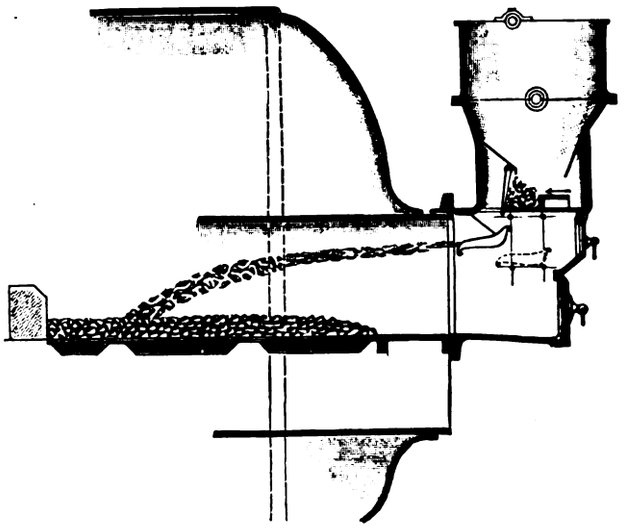


Fig. 412. Z. A.: Mechanischer Rostbeschickungsapparat.

Lagerfuge 7—7.

Winddruck unterhalb des Behälters: $3710 + 1625 =$ **5335 kg**.

Schwerpunktsabstand für die Winddruckfläche unterhalb des Behälters: $\frac{3{,}765 + 2 \cdot 2{,}91}{3{,}765 + 2{,}91} \cdot \frac{19}{3} =$ **9,089 m**.

$G = 192\,400 + 7000 =$ **199 400 kg**;

$M_{w7} = 2600\,(6{,}235 + 5 + 19) + 2210\,(2{,}545 + 19) + 5335 \cdot 9{,}089 =$ **174 720 kgm**;

$a_7 = \frac{174\,720}{199\,400} =$ **0,876 m**; $e =$ 1,25 m; $k =$ 0,687 m; $F_7 =$ 6 qm;

$S_0 = \frac{199\,400}{6 \cdot 10\,000} =$ **3,32 kg** pro qcm;

$S'' = 3{,}32\left(1 + \frac{0{,}876}{0{,}687}\right) =$ **7,5 kg** pro qcm;

$S' = 3{,}32\left(1 - \frac{0{,}876}{0{,}687}\right) =$ **— 0,9 kg** pro qcm; $S_m \leq$ **8,4** pro qcm;

Lagerfuge 8—8.

$M_{w8} = 2600\,(6{,}235 + 5{,}0 + 21{,}25) + 2210\,(2{,}545 + 21{,}25) + 5335 \cdot (9{,}089 + 2{,}25) + 700 \cdot 1{,}125 =$ **198 350 kgm**;

$G = 216\,300 + 7000 =$ **223 300 kg**;

$a_8 = \frac{198\,350}{223\,300} =$ **0,888 m**; $e =$ 1,275 m; $k =$ 0,691 m; $F_8 =$ 6,64 qm;

$S_0 = \frac{223\,000}{6{,}64 \cdot 10\,000} =$ **3,36 kg** pro qcm;

Digitized by Google

$$S'' = 3{,}36\left(1 + \frac{0{,}888}{0{,}691}\right) = \mathbf{7{,}7}\text{ kg pro qcm};$$

$$S' = 3{,}36\left(1 - \frac{0{,}888}{0{,}691}\right) = \mathbf{0{,}74}\text{ kg pro qcm};\quad S_m \leqq \mathbf{8{,}44}\text{ kg pro qcm.}$$

Sockelsohle 9—9.

$$M_{w9} = 2600\,(6{,}235 + 5{,}0 + 22{,}0) + 2210\,(2{,}545 + 22{,}0) + 5335\,(9{,}089 + 3{,}0) + 700 \cdot 1{,}875 + 250 \cdot 0{,}375 = \mathbf{206\,651}\text{ kgm};$$

$$G = 225\,500 + 7000 = \mathbf{232\,500}\text{ kg};$$

$$a_9 = \frac{206\,651}{232\,500} = \mathbf{0{,}889}\text{ m};\quad e = 1{,}3025\text{ m};\quad k = 0{,}695\text{ m};\quad F_9 = 7{,}66\text{ qm}$$

$$S_0 = \frac{232\,500}{7{,}66 \cdot 10\,000} = \mathbf{3{,}04}\text{ kg pro qcm};$$

$$S'' = 3{,}04\left(1 + \frac{0{,}889}{0{,}695}\right) = \mathbf{6{,}99}\text{ kg pro qcm};$$

$$S' = 3{,}04\left(1 - \frac{0{,}889}{0{,}695}\right) = \mathbf{-0{,}9}\text{ kg pro qcm};\quad S_m < \mathbf{7{,}89}\text{ kg pro qcm.}$$

Fundamentsohle:

$$M_f = 2600\,(6{,}235 + 5 + 22{,}0 + 3{,}2) + 2210\,(2{,}545 + 22 + 3{,}2) + 5335\,(9{,}089 + 3{,}0 + 3{,}2) + 700\,(1{,}875 + 3{,}2) + 250\,(0{,}375 + 3{,}2) = \mathbf{242\,066}\text{ kgm};$$

$$G = 350\,620 + 7000 = \mathbf{357\,620}\text{ kg};$$

$$a = \frac{242\,066}{357\,620} = \mathbf{0{,}677}\text{ m};\quad k = \mathbf{0{,}708}\text{ m};$$

$$S_0 = \frac{357\,620}{6^2 \cdot 10\,000} = \mathbf{0{,}99}\text{ kg pro qcm};$$

Größter Kantendruck: $0{,}99 \cdot \left(1 + \frac{0{,}677}{0{,}708}\right) = \mathbf{1{,}9}$ kg pro qcm.

(Schluß folgt.)

Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in Elbing.

(*Mit Abbildungen, Fig. 413—415.*)

(Fortsetzung.) Nachdruck verboten.

Das Schwungrad soll n = 6 Arme von elliptischem Querschnitt erhalten, und zwar in den Dimensionen 140 × 70 mm am Kranz und 160 × 80 mm an der Nabe (Fig. 413, Skz. 3 u. 4).

Die jeden der sechs Arme auf Zug beanspruchende Zentrifugalkraft beträgt:

$$C = \frac{G_k}{n \cdot g} \cdot \frac{v_k^2}{R_s} = \frac{1250}{6 \cdot 9{,}81} \cdot \frac{14{,}41^2}{1{,}53} = \backsim 2960\text{ kg},$$

demnach die Zugspannung bei dem Armquerschnitt $f = \frac{14 \cdot 7 \cdot \pi}{4} = 76{,}8$ qcm,

$$k_z = \frac{C}{f} = \frac{2960}{76{,}8} = 38{,}5\text{ kg/qcm}.$$

Für den unteren Armquerschnitt ist das Widerstandsmoment:

$$W = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{16}{2}\right)^2 \cdot \frac{8}{2} = 200{,}8\text{ cm}^3,$$

das vom Schwungrad zu übertragende Drehmoment:

$$M_d = P \cdot R = 320 \cdot 160 = 51\,200\text{ cmkg}.$$

Nimmt man an, daß n = 3 Arme tragen, dann ist die Biegungsbeanspruchung

$$k_b = \frac{M_d}{n \cdot W} = \frac{51\,200}{3 \cdot 200{,}8} = 85\text{ kg/qcm (zulässig)}.$$

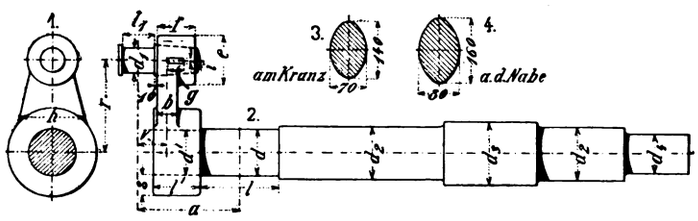


Fig. 413. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine.

Kurbelwelle mit Kurbel und Zapfen.
(Fig. 413, Skz. 1 u. 2.)

Bei einem Pleuelstangen-Verhältnis $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ ist der größte Druck auf den Kurbelzapfen

$$S = \frac{Q \cdot p_a}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2}} = \frac{933 \cdot 7{,}5}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{5}\right)^2}} = 7140\text{ kg}.$$

Der gehärtete und auf Bronzelager laufende Kurbelzapfen darf eine Flächenpressung y = 60 kg/qcm haben; die Biegungsbeanspruchung kann zu $k_b = 500$ kg/qcm genommen werden, so daß sich das Verhältnis vom Zapfendurchmesesr zur Zapfenlänge ergibt:

$$\frac{l_1}{d_1} = \sqrt{\frac{0{,}2 \cdot k_b}{y}} = \sqrt{\frac{0{,}2 \cdot 500}{60}} = 1{,}29 \backsim 1{,}30,$$

und der Durchmesser des Kurbelzapfens wird:

$$d_1 = \sqrt{\frac{S}{y \cdot \frac{l_1}{d_1}}} = \sqrt{\frac{7140}{60 \cdot 1{,}3}} = 9{,}56\text{ cm} \backsim 95\text{ mm},$$

seine Länge $l_1 = 1{,}3 \,.\, d_1 = 1{,}3 \,.\, 95 = 123{,}5 \sim 125$ mm. Für Stahlzapfen auf Bronze ist eine spezifische Reibungsarbeit A = 1,25 kg/qcm zulässig; folglich muß, um bei n = 90 Touren ein Warmlaufen des Zapfens zu verhindern, seine Länge mindestens sein

$$l_1 \geqq \frac{S \cdot n}{4000 \cdot A} = \frac{7140 \cdot 90}{4000 \cdot 1{,}25} = 128\text{ mm}.$$

Wegen der kleinen Differenz kann die Kurbelzapfenlänge mit $l_1 = 125$ mm unbeschadet beibehalten werden.

Kurbelwellenlager.

Schätzungsweise angenommen, daß die Entfernung von Mitte Lager bis Mitte Kurbelzapfen a = 35 cm betragen wird, so ergibt sich bei dem größten Kolbendruck

$$P = Q \cdot p_a = 933 \cdot 7{,}5 = 6997{,}5 \backsim 7000\text{ kg}$$

das größte von ihm hervorgerufene Biegungsmoment:

$$M_b = P \cdot a = 7000 \cdot 35 = 245\,000\text{ cmkg},$$

sowie das durch den größten Tangentialdruck erzeugte Drehmoment:

$$M_d = S \cdot r = 7140 \cdot 35 = 249\,900\text{ cmkg}.$$

Mit einer zulässigen Beanspruchung von $k_b = 600$ kg/qcm auf Biegung und $k_d = 450$ kg/qcm auf Drehung erhält man das Beanspruchungsverhältnis

$$a_0 = \frac{k_b}{1{,}3 \cdot k_d} = \frac{600}{1{,}3 \cdot 450} = 1{,}026,$$

somit das ideelle Moment

$$M_i = 0{,}35 \cdot M_b + 0{,}65 \cdot \sqrt{M_b^2 + (a_0 \cdot M_d)^2}$$
$$= 0{,}35 \cdot 245\,000 + 0{,}65 \cdot \sqrt{245\,000^2 + (1{,}026 \cdot 249\,900)^2} = 316\,261\text{ cmkg}.$$

Das erforderliche Widerstandsmoment wird:

$$W = \frac{M_i}{k_b} = \frac{316261}{600} = 527{,}1,$$

also der Durchmesser des Wellenlagers:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 527{,}1}{3{,}14}} = 17{,}6\text{ cm} \backsim 175\text{ mm Durchm.}$$

Die spezifische Reibungsarbeit kann für Kurbelwellenlager nur A = 0,53 kg/qcm genommen werden, woraus sich für den Lagerlauf die Mindestlänge ergibt:

$$l \geqq \frac{P \cdot n}{4000 \cdot A} = \frac{7000 \cdot 90}{4000 \cdot 0{,}53} = 297 \backsim 300\text{ mm}.$$

Für den ermittelten Lagerzapfen wird die spezifische Flächenpressung:

$$y = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{7000}{30 \cdot 17{,}5} = 13{,}3\text{ kg/qcm (zulässig bis 20)}.$$

Kurbelarm: Wählt man dafür eine Stärke b = 7,5 cm und die Breite an der Nabe gemessen h = 25 cm, so wird die Entfernung „v" von Mitte Arm bis Kurbelzapfenmitte

$$v = \frac{l_1}{2} + \frac{b}{2} + 1 = \frac{12{,}5}{2} + \frac{7{,}5}{2} + 1 = 11\text{ cm},$$

also das Biegungsmoment: $M_b = P \cdot v = 7000 \cdot 11 = 77\,000$ cmkg; die Beanspruchung im Armquerschnitt somit:

$$k_b = \frac{M_b}{\frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot h} = \frac{77000}{\frac{1}{6} \cdot 7{,}5^2 \cdot 25} = 366{,}3\text{ kg/qcm}.$$

Für die Kurbel aus Flußeisen ist diese Beanspruchung zulässig, und der Armquerschnitt darf beibehalten werden.

Die Bohrung der Kurbel macht man

$$d' = d - 2\text{ mm} = 175 - 2 = 173\text{ mm},$$

die Wandstärke der Kurbelnabe:

$$s = 0{,}4 \,.\, d' + 10 = 0{,}4 \,.\, 173 + 10 = 79{,}2 \sim 80\text{ mm},$$

die Länge der Nabe:

$$l' = d = 175\text{ mm},$$

den Durchmesser des Kurbelkopfes:

$$e = 2 \,.\, d_1 = 2 \,.\, 95 = 190\text{ Durchm.},$$

seine Länge:

$$f = 1{,}5 \,.\, d_1 = 1{,}5 \,.\, 95 = 142{,}5 \sim 140\text{ mm},$$

die Keilstärke des Zapfenkeiles:

$$i = 0{,}2 \,.\, d_1 = 0{,}2 \,.\, 95 = 19 \sim 20\text{ mm}$$

und die Keilhöhe in der Mitte gemessen:

$$g = 0{,}3 \,.\, f = 0{,}3 \,.\, 140 = 42\text{ mm}.$$

Die übrigen Wellenstärken der Schwungradwelle können wegen

Digitized by Google

des kleinen Schwungradgewichtes nicht berechnet werden; man würde zu kleine Dimensionen erhalten, die schon mit Rücksicht auf die Konstruktion nicht benützt werden können.

Empirisch ist zu nehmen:

die Wellenstärke für den Sitz der Exzenter:

$$d_2 = 1{,}15 \cdot d = 1.15 \cdot 175 = 200 \text{ mm},$$

die Wellenstärke für den Sitz des Schwungrades:

$$d_3 = 1{,}35 \cdot d = 1{,}35 \cdot 175 = 235 \text{ mm};$$

den Zapfen für das hintere Kurbelwellenlager mache man:

$$d_4 = 0{,}85 \cdot d = 0{,}85 \cdot 175 = 150 \text{ mm}.$$

Kreuzkopf (Fig. 415).

Bei dem Pleuelstangenverhältnis $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ ist der größte Winkel

$$\text{tang } a = \frac{1}{5} = 0{,}2 = 11^0\ 20',$$

und bei dem Kolbendruck $P = 7000$ kg der Normaldruck des Kreuzkopfes auf die Führung:

$$N = P \cdot \sin \alpha = 7000 \cdot \sin 11^0\ 20' = 1379 \backsim 1380 \text{ kg}.$$

Die Flächenpressung der Kreuzkopfschuhe darf nicht größer sein als $y = 2$ kg/qcm, wodurch sich für sie eine Fläche ergibt:

$$F = \frac{N}{p} = \frac{1380}{2} = 690 \text{ qcm}.$$

Bei einer Schuhbreite von $b = 20$ cm wird ihre Länge

$$l = \frac{F}{b} = \frac{690}{20} = 34{,}5 \text{ cm} \backsim 350 \text{ mm}.$$

Der Kreuzkopfdurchmesser wird etwas kleiner als die Zylinderbohrung genommen, wir wählen $d = 325$ mm.

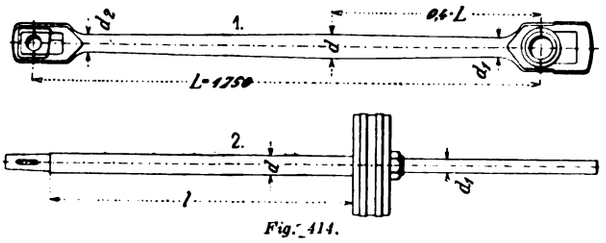


Fig. 414.

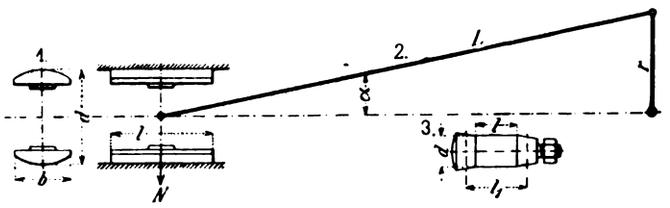


Fig. 415.

Fig. 414 u. 415. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine.

Für Kreuzkopfzapfen kann eine Flächenpressung bis $y = 80$ kg/qcm zugelassen werden; macht man das Verhältnis $\frac{l}{d} = 1{,}25$, so wird bei dem größten Pleuelstangendruck $S = 7140$ kg, der Zapfendurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{S}{y \cdot \frac{l}{d}}} = \sqrt{\frac{7140}{80 \cdot 1{,}25}} = 8{,}4 \text{ cm} \backsim 85 \text{ mm},$$

seine Länge $l = 1{,}25 \cdot 85 = 106{,}25 \sim 110$ mm.

Den Zapfen auf Biegung berechnet, mit der Länge $l_1 = 16$ cm, ergibt die Beanspruchung:

$$k_b = \frac{S \cdot l_1}{8 \cdot 0{,}1 \cdot d^3} = \frac{7140 \cdot 16}{8 \cdot 0{,}1 \cdot 8{,}5^3} = \backsim 233 \text{ kg/qcm}.$$

Pleuelstange (Fig. 414, Skz. 1).

Für das Längenverhältnis $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$ wird die Länge der Pleuelstange $L = 5 \cdot r = 5 \cdot 350 = 1750$ mm.

Der größte Druck, den die Pleuelstange aufzunehmen hat, beträgt $S = 7140$ kg.

Als Material soll Flußeisen verwendet werden, wofür ein Elastizitätsmodul $E = 2\,000\,000$ zu nehmen wäre. Man erhält dann, auf Knickung mit dem Sicherheitskoeffizienten $m = 20$ berechnet, das Trägheitsmoment für den Schaftdurchmesser in der Entfernung von 0,4 L vom Kurbelzapfenende

$$J = \frac{m \cdot S \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{20 \cdot 7140 \cdot 175^2}{3{,}14^2 \cdot 2\,000\,000} = 221{,}8 \text{ cm}^4$$

und daraus den Durchmesser

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 221{,}8}{3{,}14}} = 8{,}2 \text{ cm} \backsim 85 \text{ mm}.$$

An der Kurbelseite wird der Schaftdurchmesser

$$d_1 = 0{,}8 \cdot d = 0{,}8 \cdot 85 = \sim 70 \text{ mm},$$

an der Kreuzkopfseite aber:

$$d_2 = 0{,}7 \cdot d = 0{,}7 \cdot 80 = \sim 60 \text{ mm}.$$

Kolbenstange (Fig. 414, Skz. 2).

Die Länge der Kolbenstange auf der vorderen Zylinderseite ergibt die Konstruktion zu $l = 1050$ mm.

Als Material ist Flußstahl zu nehmen, für den der Elastizitätsmodul $E = 2\,150\,000$ beträgt. Bei dem größten Kolbendruck $P = 7000$ kg und dem Sicherheitskoeffizienten $m = 20$ wird das erforderliche Trägheitsmoment des Querschnittes

$$J = \frac{m \cdot P \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{20 \cdot 7000 \cdot 105^2}{3{,}14^2 \cdot 2\,150\,000} = 72{,}8,$$

somit der Kolbenstangendurchmesser auf der vorderen Seite

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 72{,}8}{3{,}14}} = 6{,}2 \text{ cm} \backsim 65 \text{ mm};$$

auf der hinteren Zylinderseite genügt der Durchmesser

$$d_1 = 0{,}7 \cdot d \cdot 0{,}7 \cdot 65 = \sim 45 \text{ mm}.$$

(Schluß folgt.)

Packpresse und Pappen-Prägemaschine.

Von Ing. **Max Otto**, **Fischendorf**-Leisnig i. S.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 63.*)

Nachdruck verboten.

Die Packräume der Papier-, Pappenfabriken usw. liegen oft vom Maschinenhause recht weit ab, so daß das Verlegen einer Transmission, eines Seilantriebes usw. unverhältnismäßig große Schwierigkeiten und Kosten verursachen würde. Unter diesen Umständen empfiehlt es sich, Packpressen mit Elektromotor-Antrieb aufzustellen, da solche Fabriken ja meist über elektrischen Strom verfügen. Eine elektrisch angetriebene Presse in der Ausführung der Maschinenfabrik A., C. & O. Wapler in Tragnitz-Leisnig zeigen die Figuren 3, 4, 6 bis 9, 11, 14, 15 und 22 bis 30 der Tafel 63.

Wie man aus der Zeichnung ersieht, ist der obere a und der untere Pressenholm b aus [-Eisen hergestellt, während die Säulen c aus □-Eisen bestehen. Die schmiedeisernen Holme sind den schweren gußeisernen gegenüber in der Herstellung sowie im Material wesentlich billiger, auch sind die Kosten für die Abänderung der Modelle für die verschiedenen Größen der Preßflächen gering.

Der Elektromotor d, der auf zwei am oberen Holm befestigten [-Eisen e verschiebbar ist, treibt auf die Welle f, auf der die links- und rechtsgängigen Schnecken $g\,g_1$ sitzen. Ein selbsttätiger Umkehranlasser h auf dem unteren Holm ermöglicht das Wechseln der Drehrichtung des Motors. Das Einrücken der Presse, d. h. das Einschalten des Motors geschieht von Hand mittels der Steuerstangen i, das Ausschalten erfolgt selbsttätig durch die Preßplatte k in ihrer höchsten und tiefsten Stellung. Die Stellringe auf der Steuerstange i können je nach der Preßhöhe beliebig eingestellt werden.

Der Gesamtdruck, den die dargestellte Packpresse ausüben soll, betrage z. B. 46 000 kg. Hiernach würden sich Zahndruck, Riemenzug und Leistung des Motors folgendermaßen berechnen lassen.

Der Druck einer Spindel ist $\frac{Q}{2} = \frac{46\,000}{2} = 23\,000$ kg, der Radius des Schneckenrades sei $R = 36$ cm, der mittlere Radius der Spindel $r = 4{,}7$ cm, die Steigung der Spindel $h = 2{,}85$ cm, der Reibungskoeffizient $f = 0{,}1$.

Der Zahndruck am Schneckenrad ergibt sich dann zu:

$$P = \frac{4{,}7\,(2{,}85 + 2 \cdot 3{,}14 \cdot 4{,}7 \cdot 0{,}1)}{36\,(2 \cdot 3{,}14 \cdot 4{,}7 - 0{,}1 \cdot 2{,}85)} \cdot 23\,000 = \frac{27 \cdot 23000}{1052} = \backsim 600 \text{ kg}.$$

Da mindestens 2 Zähne im Eingriff sind, so ist der Druck pro Zahn $\frac{600}{2} = 300$ kg und die Teilung

$$t = 2{,}74 \sqrt{0{,}55 \cdot 300} = 35{,}2 = \backsim 12\,\pi = 37{,}7 \text{ mm}.$$

Ist der Radius der Antriebsscheibe $R_1 = 36$ cm, der Teilkreisradius der Schnecke $r_1 = 6{,}7$ cm und die Ganghöhe der Schnecke $h_1 = t = 3{,}77$ cm, so erhält man einen Riemenzug

$$P_1 = 2 \cdot \frac{6{,}7\,(3{,}77 + 2 \cdot 3{,}14 \cdot 6{,}7 \cdot 0{,}1)}{36\,(2 \cdot 3{,}14 \cdot 6{,}7 - 0{,}1 \cdot 3{,}77)} \cdot 600 = 2 \cdot \frac{53{,}4 \cdot 600}{1500} = \backsim 43 \text{ kg}.$$

Demnach bekommt der Riemen bei einer Dicke von 5 mm und einer Beanspruchung $k = 12{,}5$ kg/qcm eine Breite von $b = \frac{43}{0{,}125 \cdot 5} = \backsim 70$ mm.

Die Preßplatte soll sich mit einer Geschwindigkeit $v = 9{,}5$ cm i. d. Min. bewegen, folglich beträgt die Umdrehungszahl des Schneckenrades $n = \frac{9{,}5}{2{,}85} = 3{,}33$ pro Min.

Das Schneckenrad bekommt $z = \frac{3{,}14 \cdot 2 \cdot 36}{3{,}77} = 60$ Zähne. Die Schnecke ist eingängig; demnach ist das Übersetzungsverhältnis

Digitized by Google

$i = 1:60$ und die Umdrehungszahl der Schneckenwelle $n_1 = 3{,}33 \cdot 60 = 200$ i. d. Min.

Nimmt man den Durchmesser der Riemenscheibe auf der Motorwelle mit 150 mm und den Gleitungsverlust infolge der Elastizität des Riemens mit 3% an, so erhält man für den Motor

$$n_2 = \frac{72 \cdot 200}{15} = 960 + 0{,}03 \cdot 960 = 990 \text{ Umdr. i. d. Min.}$$

Das Drehmoment für den Motor ist $M_d = 0{,}075 \cdot 43 = 3{,}22$ mkg.

Veranschlagt man den Wirkungsgrad η zu 0,85 und die Umfangsgeschwindigkeit v zu $3{,}14 \cdot 0{,}72 \cdot 200 = 452$ m i. d. Min., so wird die effektive Leistung des Motors

$$N_e = \frac{43 \cdot 452}{60 \cdot 75 \cdot 0{,}85} = 5 \text{ PS.}$$

Die verbrauchte Leistung des Motors beläuft sich auf

$\frac{0{,}736 \cdot 5}{0{,}85} = 4{,}33$ KW, was bei der gegebenen Spannung von 220 Volt einer Stromstärke von $J = \frac{4{,}33 \cdot 1000}{220} = \sim 20$ Amp. entspricht.

Eine einfache Prägepresse für Pappen ist in den Fig. 1, 2, 5, 10, 13 und 16 bis 21 der Tafel 63 dargestellt. Diese Maschine dient in der Hauptsache zum Prägen von Aufschriften, Monogrammen, Firmen usw. auf kleine Kartonnagen. Der Antrieb der Prägemaschine erfolgt durch Riemen. Auf der Antriebswelle a sitzen zwei mit Exzentern versehene Hebel d_1 d_2, durch die der Preßholm f senkrecht bewegt wird. Die zum Prägen erforderlichen Patrizen werden an dem beweglichen Preßholm f befestigt, die Matrizen in die Vertiefung des Auflegetisches g eingesetzt.

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Ein neuer Geschwindigkeitswechsel.

(Mit Abbildung, Fig. 416.)

Nachdruck verboten.

Der durch Fig. 416 veranschaulichte Geschwindigkeitswechsel amerikanischer Herkunft soll es ermöglichen, ohne das betreffende System stillzusetzen, innerhalb zweier gegebenen Endgeschwindigkeiten jede beliebige Zwischengeschwindigkeit zu übertragen. Stöße sollen dabei, wie „Machinery" schreibt, ausgeschlossen sein.

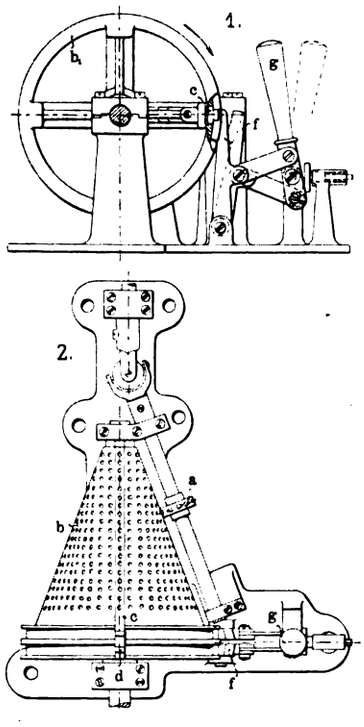


Fig. 416. Z. A.: Ein neuer Geschwindigkeitswechsel.

Als treibendes Element tritt bei diesem, von der R. W. Speed Variator Co. in New York City konstruierten Apparate ein Rad a auf, dessen stiftartige Zähne in entsprechende Bohrungen im Umfange eines Konus b eingreifen. Wir haben es dementsprechend mit einer Art Kupplung zu tun, bei der auf dem anzutreibenden Wellenstrange der Konus b und auf einem mit der treibenden Welle durch Kardansches Gelenk gekuppelten Wellenstumpf ein gezahntes Rad (a) sitzt.

Die Bohrungen sind so über den Umfang des Konus verteilt, daß dieser mit mehreren Reihen Löchern bedeckt erscheint. Ebenso ist Sorge getragen, daß an einer Stelle die Löcher aller Lochringe eine Linie bilden, die parallel zur Längenachse des Konus verläuft. An dieser Stelle ist in den Umfang des Konus eine mit dessen Längenachse gleichgerichtete ⊥-Nut eingeschnitten, in der sich eine Art Schieber c bewegt, der in gleicher Weise gelocht ist wie der Konus. Die Dicke des Schiebers ist so bemessen, daß er über den Umfang des Konus nicht vorsteht, also das Zusammenarbeiten von Konus b und Rad a nicht hindert.

Der Schieber c kann nun mechanisch in eine begrenzte hin- und hergehende Bewegung versetzt werden und liefert das Mittel, um das Rad mit den einzelnen Lochringen in Eingriff zu bringen, ohne es vom Konus abziehen zu müssen.

Soll das Rad a beispielsweise von einer kleineren auf eine größere Übersetzung übergeführt werden, so wird in dem Augenblicke, wo einer der Zahnstifte am Rade a in die entsprechende Bohrung des Schiebers c eingreift, dieser mit Bezug auf Fig. 416, Skz. 2 nach unten verschoben. Die Größe der Verschiebung hängt in jedem einzelnen Falle davon ab, bis zu welcher Lochreihe man das Rad a vorwärts führen muß, um die gerade gewünschte Übersetzung zu erhalten. Das Verschieben des Rades a geschieht schrittweise von Stufe zu Stufe. Will man umgekehrt von der größeren zur kleineren Übersetzung wechseln, so verschiebt man Schieber und Rad in dem Augenblick, wo beide im Eingriff stehen, nach oben.

Die Verschiebung des Schiebers c erfolgt übrigens automatisch durch einen an der Basis des Kegels b angeordneten Mechanismus. Zwei Vorsprünge d am unteren Ende des Schiebers c entsprechen in ihrem Abstand der Breite zweier nebeneinander in die Basis des Kegels eingedrehten Nuten. In der Ruhelage befinden sich die beiden Vorsprünge d genau in der Mittelachse der beiden Nuten in der Kegelbasis (vgl. Skz. 2). Der sie tragende Schieber wird darin durch federnde Verbindungen festgehalten, welche die Vorsprünge immer wieder in die Mittellage zurückzuziehen suchen. Zwei Daumen f sind mit einem Handgriffe g so verbunden, daß jeder von ihnen nach Bedarf in eine der beiden Nuten gesenkt werden kann. Sobald dies geschehen ist und der Kegel rotiert, kommt der Daumen mit dem entsprechenden Vorsprung d in Eingriff und drückt ihn, entgegen der Wirkung der Feder, nach auswärts, wo er zu gleicher Zeit die Stange c und damit auch das Rad a um eine Lochreihe vorwärts schiebt. Nach kurzem Weiterdrehen des Konus ist der Anschlag an dem Vorsprunge d vorübergegangen, und dieser fällt wieder in die neutrale Stellung zurück. Läßt man jetzt den Handhebel g nicht los, so wiederholt sich bei der nächsten Drehung der beschriebene Vorgang und das Rad kommt mit der nächsten Lochreihe in Eingriff. Diese fortgesetzte Verschiebung des Rades und der Stange c wiederholt sich selbsttätig so oft, bis man die Anschläge f aus den Nuten heraushebt. Bewegt man den Handgriff in der entgegengesetzten Richtung, so greift die umgekehrte Bewegung Platz, d. h. das Zahnrad a wird Schritt für Schritt am Konus rückwärts geführt.

Empfehlenswerte Schmiervorrichtung.

(Mit Abbildung, Fig. 417.)

Nachdruck verboten.

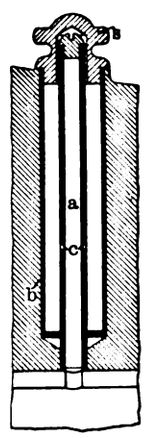


Fig. 417. Z. A.: Empfehlenswerte Schmiervorrichtung.

Eine Schmiervorrichtung, die die Webster & Perks Co. auf ihren Schmirgelmaschinen verwenden (Fig. 417), hat einen herausnehmbaren Sammelbehälter für den sich absetzenden Schmutz. Für jede Schmierbüchse wird an der richtigen Stelle ein Buckel angegossen und ein großes Loch fast bis zur Lagerbohrung gebohrt. Vom Ende des Loches aus führt ein kleiner Kanal mit Gewinde bis zur Bohrung. Die zylindrische Ölbüchse b wird in das große Loch hineingesteckt und das niedrige, vorstehende Unterteil mit Außengewinde in das kleine Loch eingeschraubt. Mitten in der Büchse befindet sich ein oben mittels Schraube verschließbares Rohr a, das in Höhe von ungefähr $^1/_3$ seiner Länge einige kleine Öllöcher c besitzt. Die Büchse b ist oben mit Innengewinde versehen und durch einen Schraubdeckel s geschlossen, der eine Höhlung hat, um das obere Ende des inneren Rohres aufzunehmen. Der äußere Raum zwischen den beiden Röhren bildet den Schmutzbehälter.

Schnell herzustellende Klauenkupplung.

(Mit Abbildung, Fig. 418.)

Nachdruck verboten.

Eine Klauenkupplung, die sich nötigenfalls in 30 Minuten herstellen läßt, zeigt die Fig. 418. Die beiden zu verkuppelnden Wellen a, a_1 haben einen Durchmesser von ungefähr 30 mm. Das

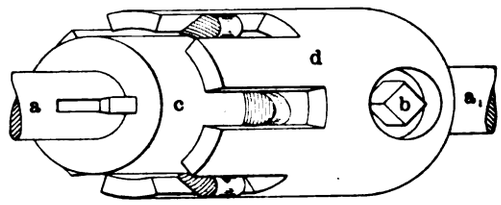


Fig. 418. Z. A.: Schnell herzustellende Klauenkupplung.

linke Kuppelglied c besteht aus einem sechszähnigen Kettenrade, das andere d aus einem dicken schmiedeeisernen Rohre, das auf eine Hülse, in die die Welle a_1 paßt, aufgetrieben und verlötet wird. Man versieht dann noch das Kuppelglied d mit sechs der Wellenachse gleichlaufenden sägeartigen Einschnitten oder Schlitzen sowie mit drei Löchern für die Fixierschrauben b, und die Kupplung ist fertig.

Digitized by Google

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

41. Jahrgang. Nr. 26. Begründet von W. H. Uhland. 17. Dezember 1908.

Nachdruck der in vorliegender Zeitschrift enthaltenen Originalartikel, Auszüge oder Übersetzungen, gleichviel ob mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne unsere besondere Bewilligung nicht gestattet. *Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.*

Gasmaschine.

(Mit Zeichnungen auf Tafel 64 und Abbildung, Fig. 419.)

Nachdruck verboten.

Von der auf Tafel 64 dargestellten Kanalpumpenanlage mit Gasmaschinenbetrieb nimmt die Gasmaschine, deren Ansicht die Textfigur 419 wiedergibt, besonderes Interesse in Anspruch. Diese Gasmaschine wird in Größen von 10—350 PS von der Halleschen Maschinenfabrik und Eisengießerei in Halle a. d. Saale auf den Markt gebracht und weist einige bemerkenswerte konstruktive Neuerungen auf. Wie die Textfigur erkennen läßt, ist der Motor sehr kräftig und gedrungen ausgeführt; er ist kurzhubig gebaut, hat geringe Kolbengeschwindigkeit und beansprucht infolge seiner Bauart wenig Platz und kleine Fundamente. Um Erschütterungen im Fundamentrahmen zu vermeiden, sind die Kurbelarme mit schweren Gegengewichten versehen. Bei der konstruktiven Durchbildung ist besonderer Wert darauf gelegt, daß alle Teile der Maschine gut zugänglich sind. Aus diesem Grunde sind auch im Zylinderdeckel keine Ventile angeordnet, so daß man, wenn jener abgenommen ist, den Kolben und den Auslaßventilkegel bequem herausnehmen kann. Ebenso lassen sich das Einlaßventil und die Reguliervorrichtung ohne Lösung größerer Rohrleitungen leicht entfernen. Der nach dem Viertaktsystem arbeitende Gasmotor regelt seine Leistung selbsttätig durch Veränderung des angesaugten Gasgemisches in bezug auf Menge und Zusammensetzung. Diese patentierte Meyersche Reguliervorrichtung liegt zwischen dem Einlaßventil und der Gas- und Luftzuführungsleitung h und i (Fig. 4, 6, 7). Die Vorrichtung besteht aus zwei Drosselklappen h_1, die auf gemeinsamer Drehachse festsitzen und das zuströmende Gas sowie die Luft vor ihrem Eintritt in das Einlaßventil drosseln. Die Drehachsenverstellung geschieht durch den auf der Steuerwelle f sitzenden Regulator l. Die Drosselklappen sind teilweise durch Gleitstücke abgedeckt, die von außen mittels Handrades und Gewindespindel verstellbar sind. Jede Gleitstückverschiebung hat Verengung des Luftkanals unter gleichzeitiger Erweiterung des Gaskanals zur Folge oder umgekehrt. Man erreicht so jede Änderung des Mischungsverhältnisses.

Die Gestaltung des Verbrennungsraumes, sowie die Anordnung des Einlaßventils b_1 und des Auslaßventils b zeigen die Schnittfiguren 5 und 6 der Tafel. In der Mitte des Zylinderdeckels ist die Zündung c eingelagert, die durch einen Magnetinduktor c_1 mit Strom gespeist wird. Der Zylinderdurchmesser beträgt 280 mm bei einem Hub von 400 mm, und die Maschine leistet bei 220 Umdrehungen 25 PSe. Zylindermantel und Zylinderdeckel werden ständig unter Wasserkühlung gehalten. Die Wasserzu- und -abführung zum Deckel geschieht separat durch die Rohre d_3 und d. Für die Kühlung des Zylinders und der Ventile wird das Wasser durch die Rohrleitung d_2 zugeführt und durch die beiden Rohre d_4 und d_1 (Fig. 4, 5, 6) abgeleitet.

Die Steuerung der Einlaß- und Auslaßventile geschieht durch die Nockenwelle und den Hebelmechanismus g, g_1. Die Verbrennungsgase werden nach jedem Arbeitshub durch Zuleitung von Frischluft vollkommen beseitigt, wodurch an Brennstoff gespart und die Leistung erhöht wird. Nach Angabe der Fabrikanten beträgt der Brennstoffverbrauch bei Maschinen von 50 PS nicht mehr als 350 g Anthrazit oder 470 g Koks oder 600 g Braunkohlenbriketts für die effektive Pferdekraftstunde. Die Gasmaschine arbeitet auch bei geringerer Belastung ökonomisch, und der Brennstoffverbrauch erhöht sich pro PS-Std. nur wenig. Infolge der hohen Leistung dieser Maschine garantiert die Firma für Überlastungen bis zu 20%.

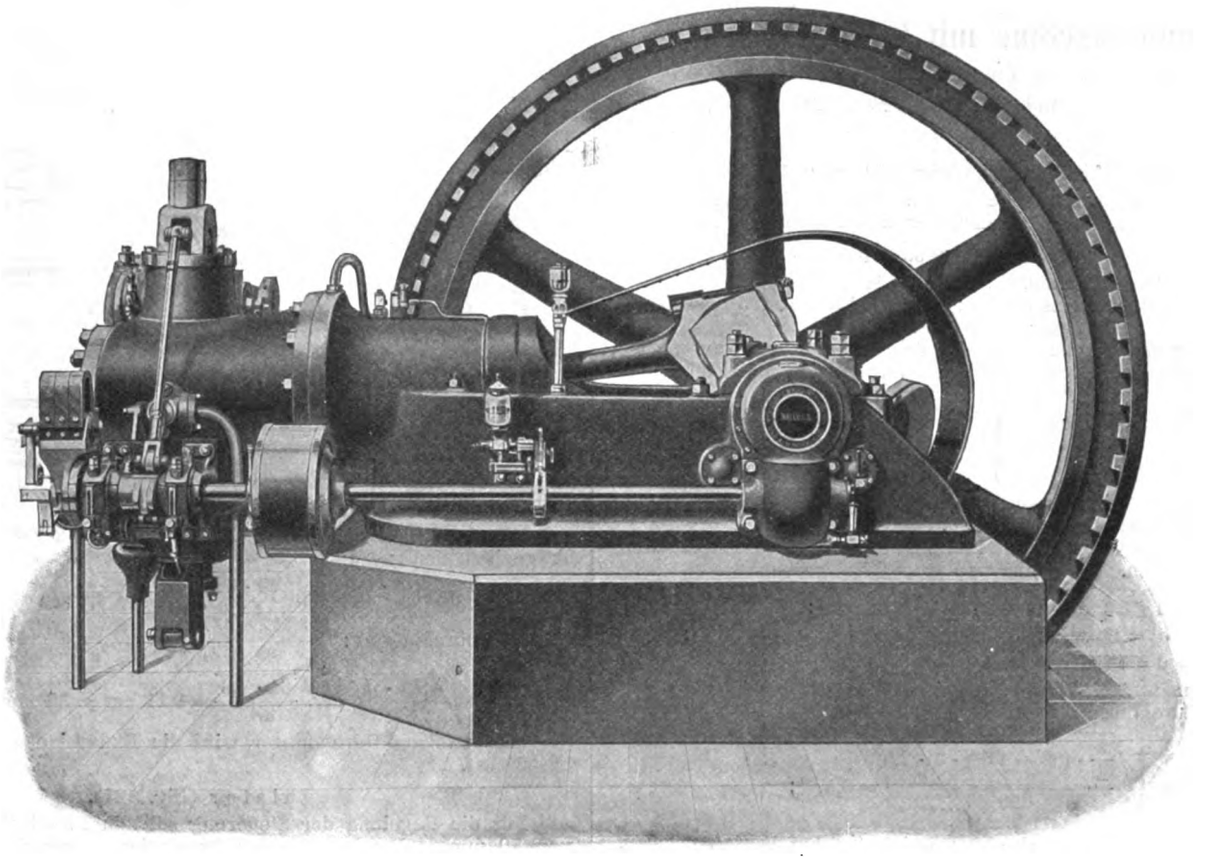


Fig. 419. Z. A.: Gasmaschine.

Die Gasmaschine wird bei kleineren Typen von Hand, bei größeren am einfachsten durch Druckluft angetrieben, die durch ein gesteuertes Anlaßventil m (Fig. 6 u. 17) in den Zylinder einströmt. Bei Betrieb einer Gleichstromdynamo kann auch diese mit Akkumulatorenstrom als Motor zum Anlassen benutzt werden. Um auch mittelgroße Maschinen noch von Hand andrehen zu können, ist der Motor mit einer patentierten Einrichtung versehen, die zur Beseitigung des Verdichtungsdruckes beim Anlassen dient.

Das Auslaßventil b für die Verbrennungsgase liegt an der tiefsten Stelle des Verbrennungsraumes, so daß bei jedem Hube mit den verbrannten Gasen Schmutz und Rückstände durch das Auspuffrohr b_2 beseitigt werden. Hierdurch und durch die betriebssichere Schmierung des Kolbens wird einer vorzeitigen Abnutzung des aus hartem Spezialeisen hergestellten Zylinders vorgebeugt.

Digitized by Google

Wie aus den Tafelfiguren 11 und 12 ersichtlich ist, wird das Gas für die Maschine in einer Sauggasanlage erzeugt. Als Brennstoff wird in der einen Anlage Anthrazit, in der anderen Braunkohle verwendet. Der Gaserzeuger E der Anthrazitanlage arbeitet mit einer unteren Brennzone, während der Generator für die Braunkohlenbriketts, ein sogenannter Doppelgenerator, mit einer oberen Brennzone arbeitet, wodurch die Austreibung und Zersetzung des in den Briketts enthaltenen Teers bewirkt wird, und mit einer unteren Brennzone, in der die Koksreste vergast werden.

Die erhaltenen Gase werden in bekannter Weise durch den Verdampfer F zum Skrubber G und Trockenreiniger H geleitet und dadurch für den Maschinenbetrieb vollkommen gereinigt.

Die Sauggasanlagen für Braunkohlenbrikettfeuerung ergeben den billigsten Betrieb und sind, da im Generator auch keine Schlackenbildung stattfindet, für Dauerbetrieb infolge ihrer bequemen Bedienung sehr geeignet.

Die besprochene Gasmaschine dient zum Antrieb einer Kanalpumpe C, die mittels Riementriebes über die Transmission B angetrieben wird. Die Pumpe leistet 40 Sek. Liter bei 50 Touren auf 14 m Manometer-Förderhöhe. Für gewöhnlich ist nur eine Pumpe und der Brikettgenerator in Betrieb; der Anthrazitgenerator tritt erst bei verstärktem Betriebe und als Reserve hinzu. Hierbei drängt sich der Vorteil des schnelleren Anheizens des Anthrazitgenerators unmittelbar auf.

Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

Von Ingenieur **Emerich Graf** in Elbing.

(*Mit Abbildungen, Fig. 420 u. 421.*)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Stopfbüchsen (Fig. 420, Skz. 1).

Vordere Zylinderseite mit dem Kolbenstangendurchmesser $d = 65$ mm. Der Durchmesser des Packungsraumes:

$$d_1 = d + 5 \cdot \sqrt{d} = 65 + 5 \cdot \sqrt{65} = 105 \text{ mm},$$

die Länge des Packungsraumes: $l = d_1 = 105$ mm,
die Länge des Stopfbüchsenhalses: $l_1 = 0{,}9 \,.\, l = 0{,}9 \,.\, 105 = \sim 95$ mm,
die Länge des Grundringes: $l_2 = d = 65$ mm,

Wenn für die Stopfbüchse $n = 3$ Schrauben vorgesehen werden, dann folgt der Kerndurchmesser der Schraube in engl. Zoll

$$\delta = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d^2) \cdot 3 \cdot p_a}{800 \cdot n}} = \sqrt{\frac{\frac{3{,}14}{4} \cdot (10{,}5^2 - 6{,}5^2) \cdot 3 \cdot 7{,}5}{800 \cdot 3}} = 0{,}707''.$$

Da $1'' = 25{,}4$ mm ist, so ist $\delta = 25{,}4 \,.\, 0{,}707 = 17{,}9$ mm und es sind drei $^7/_8''$ Schrauben zu wählen.

Hintere Zylinderseite mit dem Kolbenstangendurchmesser $d = 45$ mm. Es ist:

$$d_1 = d + 5\sqrt{d} = 45 + 5 \cdot \sqrt{45} = 80 \text{ mm};$$
$$l = d_1 = 80 \text{ mm}; \quad l_1 = 0{,}9 \cdot l = 0{,}9 \cdot 80 = \sim 70 \text{ mm};$$
$$l_2 = d = 45 \text{ mm}.$$

Nimmt man auch hier $n = 3$ Stopfbüchsenschrauben, so wird deren Kerndurchmesser in engl. Zoll:

$$\delta = \sqrt{\frac{\frac{\pi}{4} \cdot (8^2 - 4{,}5^2) \cdot 3 \cdot 7{,}5}{800 \cdot 3}} = 0{,}57'';$$

$\delta = 0{,}57 \cdot 25{,}4 = 14{,}4$ mm; also sind drei $^9/_{16}''$-Schrauben zu nehmen.

Exzenter.

Da der Grundschieber eine größte Länge $l = 33{,}8$ cm und eine Breite $b = 27{,}5$ cm hat, so ist bei dem Druck $p_a = 7^1/_2$ At und dem Reibungskoeffizienten $\eta = 0{,}10$ die Kraft zur Fortbewegung des Schiebers:

$$P_a = l \cdot b \cdot p_a \cdot \eta = 33{,}8 \cdot 27{,}5 \cdot 7{,}5 \cdot 0{,}1 = 697 \text{ kg}.$$

Des hoch angenommenen Reibungskoeffizienten wegen kann die zur Überwindung der Stopfbüchsen- und Führungsreibung erforderliche Kraft vernachlässigt werden. Um die geringste Stärke „s" des Exzenters zu finden, muß der Durchmesser „d_2" der schmiedeisernen Welle ermittelt werden, der dem drehenden Moment entspricht, das die Bewegung des Exzenters erfordert.

Nimmt man die zulässige Drehungsbeanspruchung $k_d = 240$ kg/qcm, dann ist bei der Exzentrizität $\rho = 5$ cm

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{\rho \cdot P_a}{\frac{1}{5} \cdot k_d}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 697}{0{,}2 \cdot 240}} = 4{,}18 \text{ cm}.$$

Die geringste zulässige Exzenterstärke ist dann bei der Bohrung $d_1 = 20$ cm

$$s = 0{,}5 + \frac{1}{5} \cdot \left(d_2 + \frac{d_1}{2}\right) = 0{,}5 + \frac{1}{5} \cdot \left(4{,}18 + \frac{20}{2}\right) = 3{,}33 \text{ cm} \sim 35 \text{ mm}.$$

Der äußere Exzenterdurchmesser wird

$$D = 2 \cdot \left(\rho + \frac{d_1}{2} + s\right) = 2 \cdot \left(50 + \frac{200}{2} + 35\right) = 370 \text{ mm (Fig. 420, Skz. 2)}.$$

Nimmt man die zulässige spezifische Reibungsarbeit $A = 0{,}6$ kg/qcm, dann ergibt sich bei $n = 90$ Touren die Exzenterbreite:

$$b \geq \frac{P \cdot n}{15\,000 \cdot A} = \frac{697 \cdot 90}{15\,000 \cdot 0{,}6} = 6{,}97 \text{ cm} \sim 70 \text{ mm}.$$

Die Absatzbreite a macht man $= 7^1/_2$ mm, was für diese Größe genügt.

Für den Expansionsschieber, der als Rundschieber entlastet ist, könnte ein schmäleres Exzenter genommen werden, was aber in Anbetracht eines guten Aussehens unterbleiben soll.

Exzenter und Schieberstangen.

Für die am meisten beanspruchte Grundschieber-Exzenterstange ergibt sich aus der Konstruktion eine Länge $l = 175$ cm.

Wird Flußeisen als Material verwendet, daher $E = 2\,000\,000$, und soll der Sicherheitsgrad gegen Knickung $m = 20$ betragen, so ist das Trägheitsmoment für den Stangendurchmesser in 0,4 l Entfernung vom Exzenterkopf

$$J = \frac{m \cdot P \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{20 \cdot 697 \cdot 175^2}{3{,}14^2 \cdot 2\,000\,000} = 21{,}6 \text{ cm}^4,$$

und daraus ergibt sich:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 21{,}6}{3{,}14}} = 4{,}5 \text{ cm}.$$

An der Schieberstangenseite genügt der Stangendurchmesser mit $d_1 = 0{,}8 \,.\, d = 36$ mm. Dieselbe Exzenterstange wird auch für den Expansionsschieber zu nehmen sein.

Die Schieberstange des Grundschiebers wird durch $P = 697$ kg belastet und bekommt eine Länge $l = 80$ cm.

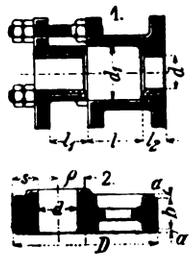


Fig. 420.

Fig. 420 u. 421. Z. A.: Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation.

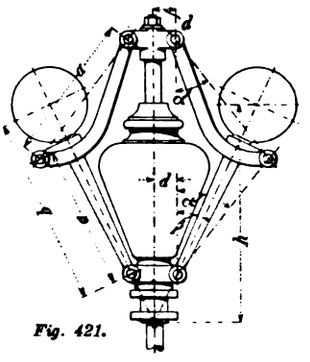


Fig. 421.

Mit dem Sicherheitsgrad $m = 20$ und $E = 2\,000\,000$ wird das Trägheitsmoment:

$$J = \frac{m \cdot P \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{20 \cdot 697 \cdot 80^2}{3{,}14^2 \cdot 2\,000\,000} = 4{,}6 \text{ cm}$$

und der Durchmesser:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 4{,}6}{3{,}14}} = 3{,}11 \text{ cm} \sim 35 \text{ mm}.$$

Mit gleichem Durchmesser wird die Expansionsschieber-Stange ausgeführt.

Regulator (Fig. 421).

Für die Regelung der Steuerung soll ein Proellscher Regulator von 70 mm Hub mit folgenden Dimensionen angewendet werden:
Die Länge der Pendelarme $a = 250$ mm,
die Länge der Schwungkugelarme $b = 360$ mm,
das Gewicht jeder der beiden Kugeln $G = 20$ kg,
das Hülsengewicht $Q = 80$ kg.

In der tiefsten Regulatorstellung ist der Ausschlagwinkel der Pendelarme $\alpha = 30^0$, der der Kugelarme $\beta = 25^0$.

Die Entfernung der Gelenkbolzen von der Mitte $d = 42{,}5$ mm.

Hat man sich mit diesen Dimensionen die Hauptlinien des Regulators aufgezeichnet, so findet man
für die tiefste Regulatorstellung:

$$h_t = 423{,}5 \text{ mm}, \quad \alpha_t = 30^0, \quad \beta_t = 25^0;$$

für die mittlere Regulatorstellung:

$$h_m = 378 \text{ mm}, \quad \alpha_m = 37^0\,30', \quad \beta_m = 32^0\,30';$$

für die höchste Stellung:

$$h_h = 343 \text{ mm}, \quad \alpha_h = 43^0\,30', \quad \beta_h = 38^0\,30'.$$

Ist $g = 9810$ mm die Beschleunigung durch die Schwere, so ergibt sich das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit w^2 für die drei Regulatorstellungen

$$w_t^2 = \frac{g}{h_t} \cdot \left(\frac{Q + 2G}{G} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\sin \alpha_t}{\sin \beta_t} - 1\right)$$
$$= \frac{9810}{423{,}5} \cdot \left(\frac{80 + 2 \cdot 20}{20} \cdot \frac{250}{360} \cdot \frac{\sin 30^0}{\sin 25^0} - 1\right) = 90{,}916;$$

Digitized by Google

$$w_m^2 = \frac{9810}{378} \cdot \left(\frac{80 + 2 \cdot 20}{20} \cdot \frac{250}{360} \cdot \frac{\sin 37°30'}{\sin 32°30'} - 1\right) = 96{,}661;$$

$$w_h^2 = \frac{9810}{343} \cdot \left(\frac{80 + 2 \cdot 20}{20} \cdot \frac{250}{360} \cdot \frac{\sin 43°30'}{\sin 38°30'} - 1\right) = 102{,}991.$$

Aus den Quadraten der Winkelgeschwindigkeiten folgen die Umlaufszahlen des Regulators für seine drei Stellungen:

$$n_t = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\omega} = \frac{30}{3{,}14} \cdot \sqrt{90{,}916} = 90{,}7 \text{ per Minute},$$

$$n_m = \frac{30}{3{,}14} \cdot \sqrt{96{,}661} = 93{,}8 \text{ per Minute},$$

$$n_h = \frac{30}{3{,}14} \cdot \sqrt{102{,}991} = 96{,}9 \text{ per Minute}.$$

Aus den Tourenzahlen ergibt sich für den gewählten Regulator ein Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{n_h - n_t}{n_m} = \frac{96{,}9 - 90{,}7}{93{,}8} = 0{,}066 = 6{,}6\ \%.$$

Der zur Verdrehung des Expansionsschiebers erforderliche Widerstand an der Regulatorhülse kann höchstens zu W = 3 kg geschätzt werden; dann ist der Unempfindlichkeitsgrad des Regulators:

$$\varepsilon = \frac{W}{Q + 2G - 2 \cdot P \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{\sin \beta_t}{2 \cdot \sin \alpha_t}} \cdot \frac{3}{80 + 2 \cdot 20 - 2 \cdot 20 \cdot \frac{360}{250} \cdot \frac{\sin 25°}{2 \cdot \sin 30°}} = 0{,}031 = 3{,}1\ \%.$$

Infolge des hohen Ungleichförmigkeitsgrades und des niedrigeren Unempfindlichkeitsgrades sind die Regulatordimensionen gut gewählt und können beibehalten werden.

Kondensator.

Den Dampfverbrauch der Maschine pro ind. PS und Stunde hatten wir zu $C_i = 10{,}5$ kg ermittelt, so daß bei der gesteigerten Maschinenleistung $N_i = 78$ PS der gesamte stündliche Dampfverbrauch pro Stunde beträgt:

$$S_g = N_i \cdot C_i = 78 \cdot 10{,}5 = 819 \sim 820 \text{ kg}.$$

Aus dem theoretischen Dampfdruckdiagramm für $\frac{s_1}{s} = 12\frac{1}{2}\ \%$ entnehmen wir die Endspannung des Dampfes w = 1,2 At absolut, wofür nach der Fliegnerschen Tabelle die Gesamtwärme

$$\lambda = 104{,}79 + 492{,}93 + 40{,}57 = 638{,}29 \text{ WE}.$$

Hat das zur Kondensation des Dampfes verwendete Kühlwasser eine Anfangstemperatur von $t_1 = 12°$ und soll es mit der Endtemperatur $t_2 = 35°$ den Kondensator wieder verlassen, so ist die pro Stunde erforderliche Menge des Kühlwassers:

$$m = S_g \cdot \frac{\lambda - t_2}{t_2 - t_1} = 820 \cdot \frac{638{,}29 - 35}{35 - 12} = \sim 21\,510 \text{ Liter}.$$

Der Kondensator wird an die verlängerte Kolbenstange angehängt, hat also denselben Hub wie die Maschine s = 0,7 m und die Tourenzahl n = 90.

Das Volumen der doppeltwirkenden Luftpumpe muß dann werden:

$$V = 0{,}00175 \cdot \frac{S_g}{n} = 0{,}00175 \cdot \frac{820}{90} = 0{,}01594 \text{ cbm},$$

also der Kolbenquerschnitt:

$$f_k = \frac{V}{s} = \frac{0{,}01594}{0{,}7} = 0{,}0227 \text{ qm}$$

und der Kolbendurchmesser der Luftpumpe

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot f_k}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0227}{3{,}14}} = 0{,}170 \text{ m} \sim 170 \text{ mm Durchm.}$$

Nimmt man die Wassergeschwindigkeit in der Einspritzleitung v = 1,25 m, dann wird der Rohrquerschnitt

$$f_r = \frac{1{,}25 \cdot m^{cbm}}{3600 \cdot v} = \frac{1{,}25 \cdot 21{,}510}{3600 \cdot 1{,}25} = 0{,}006 \text{ qm},$$

der Rohrdurchmesser somit

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}006}{3{,}14}} = 0{,}088 \text{ m} = \sim 90 \text{ mm}.$$

Das Überfallrohr bekommt den Durchmesser

$$d_1 = 1{,}3 \cdot d_r = 1{,}3 \cdot 90 = 117 \sim 120 \text{ mm}.$$

Der Querschnitt der Ventilklappen muß so bemessen sein, daß die Wassergeschwindigkeit nicht mehr als v = 2 m beträgt.

Schornstein mit Hochbehälter.

Von Ing. **J. Thoren** in **Charlottenburg.**

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 54 in Heft 22, Fig. 1—8.*)

(Schluß.) Nachdruck verboten.

Spannungen bei gefülltem Behälter.

Lagerfuge 4—4.

Das Winddruckmoment ist das gleiche wie bei leerem Behälter, also $M_{w_4} = 50\,902$ kgm, dagegen erhöht sich das Gewicht entsprechend dem Wasserinhalt des Behälters um 50 000 kg, also:

$$G = 77800 + 50\,000 = 127\,800 \text{ kg},$$

$$a_4 = \frac{50\,902}{127\,800} = 0{,}398 \text{ m}; \quad e = 1{,}048 \text{ m}; \quad k = 0{,}562 \text{ m}; \quad F_4 = 3{,}2 \text{ qm};$$

$$S_o = \frac{127\,800}{3{,}2 \cdot 10\,000} = 3{,}99 \text{ kg pro qcm};$$

$$S_m = 3{,}99\left(1 + \frac{0{,}398}{0{,}562}\right) = 6{,}8 \text{ kg pro qcm}.$$

Lagerfuge 5—5.

Winddruckmoment $M_{w_5} = 84253$ kgm;

$$G = 110\,400 + 50\,000 = 160\,400 \text{ kg};$$

$$a_5 = \frac{84\,253}{160\,400} = 0{,}526 \text{ m}; \quad e = 1{,}15 \text{ m}; \quad k = 0{,}624 \text{ m}; \quad F_5 = 4{,}07 \text{ qm};$$

$$S_o = \frac{160\,400}{4{,}07 \cdot 10\,000} = 3{,}94 \text{ kg pro qcm};$$

$$S_m = 3{,}94\left(1 + \frac{0{,}526}{0{,}624}\right) = 7{,}25 \text{ kg pro qcm}.$$

Lagerfuge 6—6.

Winddruckmoment $M_{w_6} = 124\,847$ kgm;

$$G = 150\,400 + 50\,000 = 200\,400 \text{ kg};$$

$$a_6 = \frac{124\,847}{200\,400} = 0{,}622 \text{ m}; \quad e = 1{,}19 \text{ m}; \quad k = 0{,}66 \text{ m}; \quad F_6 = 4{,}9 \text{ qm};$$

$$S_o = \frac{200\,400}{4{,}9 \cdot 10\,000} = 4{,}09 \text{ kg pro qcm};$$

$$S_m = 4{,}09\left(1 + \frac{0{,}622}{0{,}66}\right) = 7{,}9 \text{ kg pro qcm}.$$

Lagerfuge 7—7.

Winddruckmoment $M_{w_7} = 174\,720$ kgm;

$$G = 199\,400 + 50\,000 = 249\,400 \text{ kg};$$

$$a_7 = \frac{174\,720}{249\,400} = 0{,}7 \text{ m}; \quad e = 1{,}25 \text{ m}; \quad k = 0{,}687 \text{ m}; \quad F_7 = 6 \text{ qm};$$

$$S_o = \frac{249\,400}{6 \cdot 10\,000} = 4{,}15 \text{ kg pro qcm};$$

$$S'' = 4{,}15\left(1 + \frac{0{,}7}{0{,}687}\right) = 8{,}38 \text{ kg pro qcm};$$

$$S' = 4{,}15\left(1 - \frac{0{,}7}{0{,}687}\right) = -0{,}08 \text{ kg pro qcm}; \quad S_m < 8{,}46 \text{ kg pro qcm}.$$

Lagerfuge 8—8.

Winddruckmoment $M_{w_8} = 198\,350$ kgm;

$$G = 223\,300 + 50\,000 = 273\,300 \text{ kg};$$

$$a_8 = \frac{198\,350}{273\,300} = 0{,}726 \text{m}; \quad e = 1{,}275 \text{ m}; \quad k = 0{,}691 \text{ m}; \quad F_8 = 6{,}64 \text{ qm};$$

$$S_o = \frac{273\,300}{6{,}64 \cdot 10\,000} = 4{,}11 \text{ kg pro qcm};$$

$$S'' = 4{,}11\left(1 + \frac{0{,}726}{0{,}691}\right) = 8{,}42 \text{ kg pro qcm};$$

$$S' = 4{,}11\left(1 - \frac{0{,}726}{0{,}691}\right) = -0{,}2 \text{ kg pro qcm}; \quad S_m < 8{,}62 \text{ kg pro qcm}.$$

Lagerfuge 9—9.

Winddruckmoment $M_{w_9} = 206\,651$ kgm;

$$G = 232\,500 + 50\,000 = 282\,500 \text{ kg};$$

$$a_9 = \frac{206\,651}{282\,500} = 0{,}73 \text{ m}; \quad e = 1{,}3025 \text{ m}; \quad k = 0{,}695 \text{ m}; \quad F_9 = 7{,}66 \text{ qm};$$

$$S_o = \frac{282\,500}{7{,}66 \cdot 10\,000} = 3{,}69 \text{ kg pro qcm};$$

$$S'' = 3{,}69\left(1 + \frac{0{,}73}{0{,}695}\right) = 7{,}56 \text{ kg qro qcm};$$

$$S' = 3{,}69\left(1 - \frac{0{,}73}{0{,}695}\right) = -0{,}18 \text{ kg pro qcm}; \quad S_m < 7{,}74 \text{ kg pro qcm}.$$

Fundamentsohle:

Winddruckmoment $M_W = 242\,066$ kgm;

$$G = 357\,620 + 50\,000 = 407\,620 \text{ kg};$$

$$a = \frac{242\,066}{407\,620} = 0{,}593 \text{ m}; \quad k = 0{,}708 \text{ m}; \quad F = 36 \text{ qm};$$

$$S_o = \frac{407\,620}{36 \cdot 10\,000} = 1{,}13 \text{ kg pro qcm};$$

$$S_m = 1{,}13\left(1 + \frac{0{,}593}{0{,}708}\right) = 2{,}07 \text{ kg pro qcm}.$$

Die zeichnerische Ermittlung der Stützweiten bei umgebautem Behälter ist analog der beim Schornstein ohne Behälter (Fig. 1 u. 3 der Tafel 54 in Heft 22). Zunächst bestimmt man nach dem Trapezverfahren die Schwerpunkte für die Winddruckfläche oberhalb des Behälters, des Daches, des zylindrischen Behälterteiles, des koni-

Digitized by Google

schen Unterteiles und der Schornsteinpartie von Unterkante Bassin bis Lagerfuge 4—4. Mit Hilfe des Seilpolygons findet man den Angriffspunkt S_4 für die Resultierende dieser Winddrücke, und indem man von S_4 aus eine Parallele zu R_4 bis zum Schnittpunkt mit der Ebene 4—4 zieht, erhält man die Stützweite a_4.

In derselben Weise verfährt man bei Lagerfuge 5—5 usw. bis zur Fundamentsohle, indem man die Gewichte und Winddrücke im Kräfteplan anträgt, die Resultierenden und die Strahlen zum Pol zieht, mittels des Seilpolygons die Angriffspunkte für die Winddruckresultierende ermittelt und von hier aus die Parallele zur betreffenden Resultierenden bis zum Schnittpunkt mit der zugehörigen Lagerfuge zeichnet.

Die Gewichte sind zunächst dem leeren Behälter entsprechend aufgetragen. Die ausgezogene Linie stellt die entsprechende Stützlinie dar, während die Stützlinie bei gefülltem Behälter strichpunktiert angegeben ist.

Aus dem Verlauf der Stützlinien und der Größe der Stützweiten erkennt man ohne weiteres, daß die Stabilität des Schornsteins infolge des Behälterumbaues ungünstiger wird, wenn dieser leer ist, dagegen günstiger, wenn er gefüllt ist. In der folgenden Tabelle sind der Übersichtlichkeit halber die Werte für a, S_0, S″, S′, S_m für den Schornstein ohne Behälter, mit leerem und mit gefülltem Behälter nebeneinander gestellt. Man ersieht daraus, daß bei leerem Behälter die Zugspannungen größer werden, und daß das Klaffen der Fugen auf der Windseite vergrößert wird, während bei gefülltem Behälter die Zugspannungen fast ganz verschwinden und nur die Druckspannungen wachsen. Da indes der Behälter in der Regel ganz oder auch teilweise gefüllt ist, so wird die Stabilität des Schornsteins durch den Umbau eines Hochbehälters günstig beeinflußt.

Als größte zulässige Beanspruchungen gelten in Preußen:

a) für gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Kalk mit dem Mischungsverhältnis von 1 Teil Kalk und 3 Teilen Sand 7 kg pro qcm;

b) für Mauerwerk aus Hartbrandsteinen in Kalk-Zement-Mörtel (1 Teil Zement, 3 Teile Kalk, 6—8 Teile Sand) 12 bis 15 kg pro qcm; Hartbrandsteine sind Ziegel, die eine nachgewiesene Druckfestigkeit von mindestens 250 kg pro qcm haben;

c) höhere Beanspruchungen können auf Grund einwandfreier Festigkeitsprüfungen an ganzen Mauerwerkkörpern bis zu $^1/_{10}$ der Bruchlast, jedoch nicht mehr als 25 kg pro qcm zugelassen werden;

d) für geschütteten Beton 6 bis 8 kg pro qcm, für gestampften Beton 10 bis 15 kg pro qcm.

Die zulässige Beanspruchung des Bodens an der Bausohle ist 3 kg pro qcm.

Schornstein ohne Behälter	mit leerem Behälter	mit gefülltem Behälter
$a_1 = 0{,}220$ m		
$a_2 = 0{,}407$ m		
$a_3 = 0{,}550$ m		
$a_4 = 0{,}643$ m	$a_4 = 0{,}654$ m	$a_4 = 0{,}398$ m
$a_5 = 0{,}710$ m	$a_5 = 0{,}782$ m	$a_5 = 0{,}526$ m
$a_6 = 0{,}760$ m	$a_6 = 0{,}830$ m	$a_6 = 0{,}622$ m
$a_7 = 0{,}800$ m	$a_7 = 0{,}876$ m	$a_7 = 0{,}700$ m
$a_8 = 0{,}800$ m	$a_8 = 0{,}888$ m	$a_8 = 0{,}726$ m
$a_9 = 0{,}808$ m	$a_9 = 0{,}889$ m	$a_9 = 0{,}730$ m
$a_f = 0{,}610$ m	$a_f = 0{,}677$ m	$a_f = 0{,}593$ m

Fuge	Schornstein ohne Behälter kg pro qcm S_0	S″	S′	S_m	mit leerem Behälter kg pro qcm S_0	S″	S′	S_m	mit gefülltem Behälter kg pro qcm S_0	S″	S′	S_m
1—1	0,8	1,14	0,45	1,14								
2—2	1,8	3,18	0,41	3,18								
3—3	1,9	3,76	0,024	3,76								
4—4	2,2	4,7	— 0,038	< 5	2,43	5,24	— 0,39	< 5,63	3,99			6,8
5—5	2,54	5,4	— 0,34	< 5,74	2,71	6,09	— 0,67	< 6,76	3,94			7,25
6—6	2,9	6,2	— 0,42	< 6,62	3,07	6,9	— 0,79	< 7,69	4,09			7,9
7—7	3,2	6,9	— 0,51	< 7,41	3,32	7,5	— 0,9	< 8,4	4,15	8,38	— 0,08	< 8,46
8—8	3,26	7,04	— 0,52	< 7,56	3,36	7,7	— 0,74	< 8,44	4,11	8,42	— 0,2	< 8,62
9—9	2,94	6,32	— 0,44	< 6,76	3,04	6,99	— 0,9	< 7,89	3,69	7,56	— 0,18	< 7,74
Fundamentsohle	0,974	1,8		1,8	0,99	1,9		1,9	1,13			2,07

Berechnung des Behälters.

Der Behälter soll 50 cbm Wasser fassen; sein äußerer Durchmesser ist zu 6 m, sein innerer zu 3,5 m und die zylindrische Mantelhöhe zu 2.6 m angenommen.

Der Inhalt über dem äußeren Stützboden berechnet sich zu:

$$J_1 = \frac{\pi}{4}(6^2 - 5{,}1^2) \cdot 2{,}6 + \frac{0{,}45 \cdot 0{,}45}{2}(6 - 0{,}6) \cdot \pi \ldots = 22{,}1 \text{ cbm},$$

der über dem inneren:

$$J_2 = \frac{\pi}{4}(5{,}1^2 - 3{,}5^2) \cdot 2{,}1 + \frac{0{,}8 \cdot 0{,}95}{2}(3{,}5 + 1{,}066) \cdot \pi = 28{,}1 \text{ cbm}$$

$$50{,}2 \text{ cbm}.$$

Die erforderliche Blechstärke des zylindrischen Behältermantels berechnet sich aus der Formel:

$$2 \cdot R \cdot p = 2\delta \cdot k \cdot \eta.$$

Hierin bedeutet R = Halbmesser in cm, δ = Blechstärke in cm, p = Flüssigkeitsdruck in kg/qcm, k = Zulässige Beanspruchung des Bleches in kg pro qcm, mit 750 kg/qcm angenommen, η = Festigkeit der Nietnaht im Verhältnis zum vollen Blechquerschnitt = 0,6 bei einfacher Überlappungsnietnaht. Für den untersten Blechschuß des äußeren Mantels bestimmt sich die Blechstärke zu:

$$2 \cdot 300 \cdot 0{,}26 = 2 \cdot \delta \cdot 750 \cdot 0{,}6$$

$$\delta = 0{,}17 \text{ cm} + 3 \text{ mm für Abrosten} = 4{,}7 \text{ mm};$$

gewählt sind 5 mm für den ganzen Mantel, so daß sich eine Berechnung des obersten Blechschusses erübrigt. Der innere Mantel berechnet sich analog dem äußeren, nur mit dem Unterschiede, daß er auf Druck statt auf Zug beansprucht wird; damit der Gefahr des Einbeulens begegnet wird, ist er im untersten Schuß 6 mm stark ausgeführt.

Der Boden. Damit die horizontal wirkenden Seitenkräfte des Wasserdruckes den Winkelring an der Verbindungsstelle der beiden Stützböden nicht auf Zug oder Druck beanspruchen, dieser also möglichst entlastet ist, muß die Komponente H, die den ⌊-Ring auf Zug beanspruchen würde, gleich der Komponente H_2 sein, die ihn auf Druck beanspruchen würde.

Es muß also sein: $H_1 = H_2$, $H_1 = \frac{G_1}{\operatorname{tg}\alpha}$, $H_2 = \frac{G_2}{\operatorname{tg}\beta}$.

Das Gewicht G setzt sich zusammen aus dem über dem äußeren Stützboden ruhenden Wassergewicht und dem Eigengewicht des äußeren Mantels mit Dach.

Es ist $G_1 = 22{,}100$ kg Wasser + 3900 Eigengewicht = **26 000 kg**,

$G_2 = 28\,100$ kg Wasser + 2400 Eigengewicht = **30 500 kg**.

Demnach ist $H_1 = \frac{26\,000}{\operatorname{tg} 45^0} = 26\,000$ kg, $H_2 = \frac{30\,500}{\operatorname{tg} 49^0\,50^0} = \sim 25\,700$ kg.

Der ⌊-Ring ist also nahezu entlastet.

Der äußere Stützboden hat das gesamte Wassergewicht auf den unteren Auflagerring zu übertragen.

Es bedeute G das Gewicht des gefüllten Behälters, S_a die in Richtung der Kegelerzeugenden pro cm wirkende Druckkraft, T die wagerecht in der Mantelfläche wirkende Zugkraft pro cm.

S_a bestimmt sich aus der Gleichung:

$$S_a \cdot \sin\alpha \cdot 2 \cdot r \cdot \pi = G;$$

$$S_a = \frac{56\,500}{510 \cdot \pi \cdot 0{,}707} = \sim 50 \text{ kg pro cm},$$

T bestimmt sich aus der Gleichung:

$$T_a = \frac{p \cdot r}{\cos\alpha} \cdot \frac{0{,}305 \cdot 255}{0{,}707} = 110 \text{ kg pro cm}.$$

Auf Grund der größeren Spannung T berechnet sich die Blechstärke für den äußeren Boden zu:

$$\delta = \frac{110}{0{,}6 \cdot 750} + 0{,}3 = 0{,}54 \text{ cm}; \text{ gewählt sind } 6 \text{ mm}.$$

Die Berechnung des inneren Kegelbodens ist die gleiche wie die für den äußeren Boden, nur wird die Spannung T, die den Boden zusammenzudrücken sucht, Druckspannung.

Der innere Boden hat das Gewicht der auf ihm ruhenden Wassersäule mit 28 100 kg und das Gewicht des inneren Mantels mit Boden aufzunehmen und zu übertragen. Demnach ist:

$$S_i = \frac{30\,500}{510 \cdot \pi \cdot \sin\beta} = \frac{30\,500}{510 \cdot \pi \cdot 0{,}764} = 25 \text{ kg pro cm},$$

$$T_i = \frac{0{,}305 \cdot 255}{\cos\beta} = \sim 120 \text{ kg pro cm},$$

$$\delta = \frac{120}{0{,}6 \cdot 750} + 0{,}3 = 0{,}57 \text{ cm}; \text{ gewählt sind } 6 \text{ mm}.$$

Der Auflagerring hat das Gewicht des gefüllten Behälters mit 57 000 kg auf die Auflagersteine des Schornsteins zu übertragen.

Der Druck auf 1 cm Ringbreite ist: $\frac{57\,000}{310 \cdot \pi \cdot \cos 45^0} = \sim 86$ kg.

Bei einer zulässigen Belastung der Auflagersteine mit 8 kg pro

Digitized by Google

qcm ergibt sich die Schenkelbreite des Winkelringes zu:

$$b = \frac{86}{8} = 10{,}75 \text{ cm}.$$

Es ist ein Winkeleisen 110 . 110 . 14 gewählt (Fig. 5 auf Taf. 54 in Heft 22).

Die Beanspruchung eines Schenkels von 1 cm Breite auf Biegung ergibt sich aus der Gleichung:

$$M_b = 1(11 - 1{,}4) \cdot 8 \cdot \frac{9{,}6}{2} = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b,$$

oder

$$k_b = \frac{9{,}6 \cdot 8 \cdot 4{,}8 \cdot 6}{1{,}0 \cdot 1{,}4^2} = 1130 \text{ kg pro qcm}.$$

Brikettpressen.

(*Mit Abbildungen, Fig. 422—424.*)

Nachdruck verboten.

Der Antrieb der Brikettpressen erfolgt vorwiegend durch Transmission mittels Riemen oder auch direkt durch elektrische Motoren auf die Vorgelegewelle der Presse, die mittels eines Ritzels und zweier Zahnräder zwei parallel zur Pressenachse liegende Wellen in Umdrehung versetzt. Die beiden Abbildungen der Fig. 423 veranschaulichen eine Seiten- und Stirnansicht der Brikettpresse. Daraus ist zu erkennen, daß auf den freien Enden der beiden Zahnräderwellen Kurbeln aufgekeilt sind, die durch zwei mit einem Querhaupt verbundene Kurbelstangen die beiden über der Formplatte angebrachten Balanciers in auf- und niedergehende Bewegung versetzen. An den Balanciers ist der obere Druckstempel und der Ausstoßstempel befestigt. Stempel und Balanciers werden durch eine auf dem Fundamentrahmen befestigte Zentralführung geführt, um die sich die Formplatte dreht. Zwei unter dieser liegende Balanciers tragen den unteren Druckstempel. Ihr Drehpunkt liegt auf der dem Drehpunkt des oberen Balanciers entgegengesetzten Seite. Sie sind am anderen Ende, in dem auch der Drehpunkt der oberen Balanciers liegt, durch zwei Zugscheren mit einem hydraulischen Zylinder verbunden. Über der Formplatte ist der Verteiler aufgestellt, der das zu pressende Gemisch aus dem darüber auf zwei Böcken ruhenden Dampfknetwerk erhält und in die Formen verteilt.

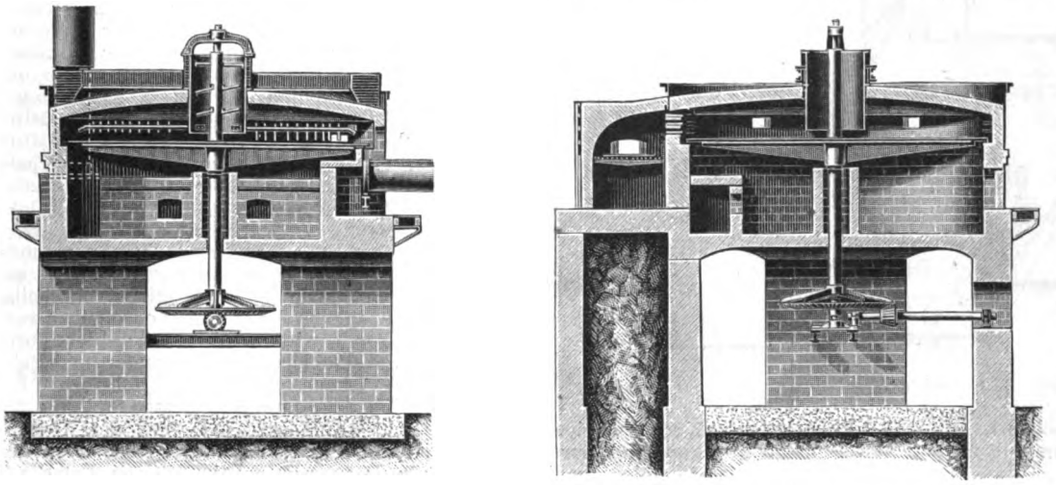


Fig. 422. Z. A.: Brikettpressen.

Das Pressen der Briketts geschieht in der Weise, daß die in der Form befindliche Masse durch den niedergehenden oberen Druckstempel soweit zusammengepreßt wird, bis die obere Schicht an den Wandungen der Form eine so starke Reibung erzeugt, daß sie nicht mehr nachgibt. Dadurch verlegt sich der Drehpunkt des oberen Balanciers nach dem Befestigungspunkte des oberen Druckstempels. In diesem Augenblick ist der untere Teil des Briketts noch weniger zusammengedrückt als der obere Teil, und es heben sich daher die unteren Balanciers solange, bis die Pressung auf beiden Seiten gleich ist.

Der hydraulische Zylinder steht durch Zugscheren mit den unteren Balanciers in Verbindung, während der Plunger mit den oberen Balanciers verbunden und in den Zugscheren gelagert ist. Dieser hydraulische Zylinder dient dazu, den auf das Brikett auszuübenden Druck in bestimmten Grenzen ändern zu können, und bietet zugleich Sicherheit, wenn der Widerstand zu groß wird.

Nach Beendigung der Preßperiode befinden sich die Kurbelzapfen in der Stellung, daß Preß- und Ausstoßstempel aus der Form der Formplatte gehoben werden. Die letztere wird umgesetzt, d. h. soweit gedreht, bis die nächste Form unter den Stempel kommt. Die Drehung der Formplatte wird von einer am Umfang mit einem Schraubengang versehenen Führungswalze betätigt, die auf die links liegende Kurbelwelle aufgekeilt ist; in jenen greifen die Führungsrollen an der unteren Seite der Formplatte. Diese hat 12 Formteile und bewegt sich bei jeder Drehung um einen Formteil. Die aus ihr ausgestoßenen Briketts fallen auf eine Klappe und von da auf ein Transportband, das sie direkt in die Waggons leitet.

Die nach System Couffinthal von Schüchtermann und Kremer, Maschinenfabrik, Dortmund ausgeführten kräftigen Pressen haben gegenüber den Pressen anderer Systeme den Vorzug größerer Leistungsfähigkeit bei geringem Raum- und Kraftbedarf. Die Einzelteile sind leicht zugänglich und übersichtlich angeordnet, der Verschleiß ist gering. Die Briketts werden von zwei Seiten unter einem Druck bis zu 250 At gepreßt, und infolge dieses hohen Preßdruckes wird weniger Bindemittel verbraucht. Den Briketts werden Einschnitte gegeben, um sie leichter durchbrechen zu können. Der Bruch einzelner Teile durch zu starke Pressung ist durch die Sicherungseinrichtung ausgeschlossen.

Besonders wichtig für die Brikettfabrikation ist außer der Pressung die Zubereitung des zu brikettierenden Gemenges von Kohle und Pech. Dieses Gemenge wurde früher in einem durch Dampf erwärmten Knetwerk gemischt. Die Firma hat auf Grund vielfacher Versuche für die Zubereitung des Gemenges einen Wärmeofen mit rotierendem Tisch konstruiert, den Fig. 422 in zwei Schnitten darstellt. Im Innern des aus feuerfestem Mauerwerk bestehenden kreisförmigen Ofens ist ein rotierender gußeiserner Tisch montiert, dessen Umdrehungszahl sich nach der Umdrehungszahl der Presse richtet. Das Mauerwerk wird von einem Blechmantel umgeben. Das über dem Tisch befindliche Gewölbe durchbricht ein gußeiserner Zylinder, an dessen oberer Öffnung ein starker Bügel befestigt ist, in dem die Tischwelle gelagert ist. Der Tisch erhält seinen Antrieb durch ein Kegelradgetriebe. Die zum Trocknen und Erhitzen der Kohlen nötige Temperatur im Innern des Ofens wird durch eine mit zwei Türen versehene Feuerung erzeugt. Die heißen Gase streichen unter dem Gewölbe über die Kohle hin, ziehen dann gegenüber der Feuerung unter den Tisch und durch einen Kanal in den Kamin ab. Der Blechmantel hat sechs Öffnungen; in vier davon sind gußeiserne mit Türen versehene Kasten zur Aufnahme von Eisenstäben eingesetzt. An diesen Stäben sind Bolzen befestigt, welche die Kohle behufs gleichmäßiger Erhitzung wenden. In der fünften Öffnung sind zwei Eisenstäbe, ein fester und ein loser, die jalousieartig durch Bleche verbunden sind und die Kohle allmählich von der Mitte des Tisches nach der Peripherie führen. Je nach der Schrägstellung der Bleche verweilt die Kohle kürzere oder längere Zeit auf dem Tische, wodurch die Kohlen-

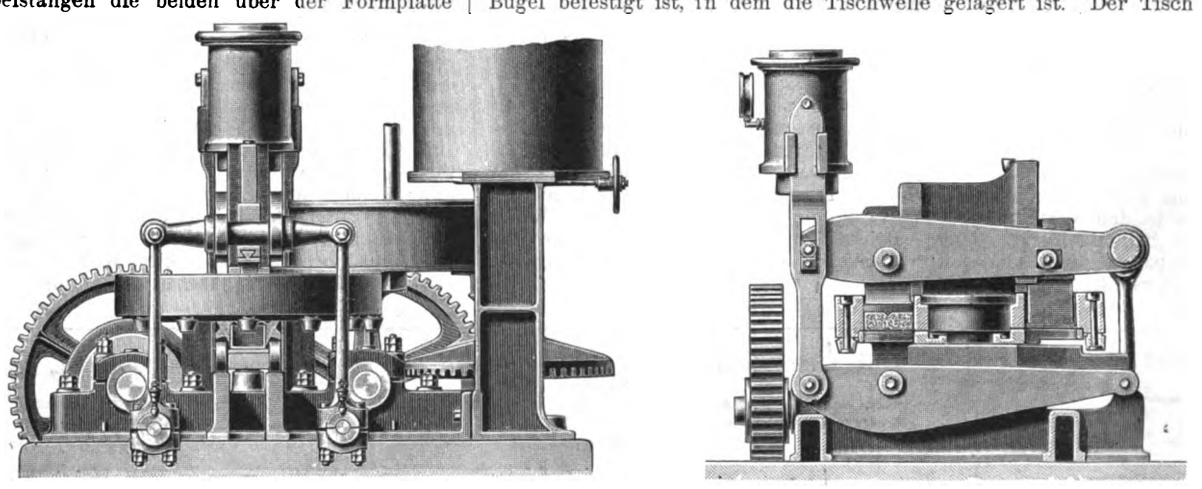


Fig. 423. Z. A.: Brikettpressen.

Digitized by Google

schichtdicke reguliert wird. Durch die sechste Öffnung wird die Kohle mittels Abstreicher vom Tisch in die Transportschnecke und durch diese nach der Presse befördert.

Der Ofen mit rotierendem Tisch hat den Vorteil, daß durch die Erhitzung die in der Kohle enthaltenen klebrigen Substanzen erweicht und dadurch bindefähig gemacht werden, so daß der Pechzusatz nur gering zu sein braucht. Ferner verdampft das in der Kohle enthaltene Wasser vollständig, was für die Fabrikation guter Briketts sehr wichtig ist. Der Betrieb des Ofens wie der Presse ist kontinuierlich. Der Ofen erfordert weniger Betriebskraft als jeder andere Apparat.

Wie erwähnt ward, kann das Trocknen und Mengen der Kohle mit Pech auch in einem durch überhitzten Dampf erwärmten Mischwerk geschehen, wodurch sich die Kosten für das Gebäude niedriger stellen. Die Firma führt auch Brikettfabriken mit Einrichtung

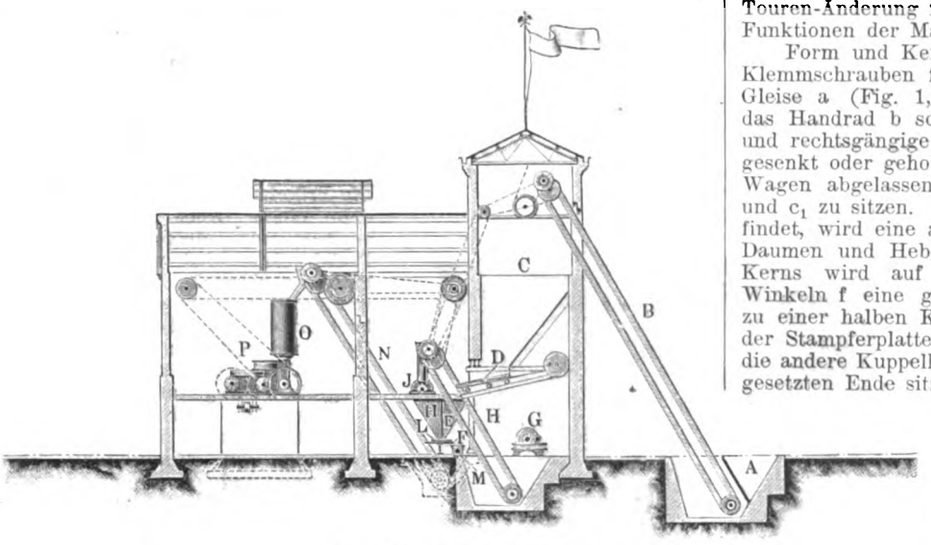


Fig. 424. Z. A.: Brikettpressen.

von Dampfüberhitzern und Dampfknetwerk aus. Die Einrichtung eines solchen Brikettwerkes mit Dampfüberhitzer veranschaulicht Fig. 424 im Schnitte.

Die zu brikettierende Feinkohle in Körnung von 0 bis ca. 13 mm wird durch ein Becherwerk B aus der Becherwerksgrube A in eine im oberen Turmraume aufgestellte Kontrolltrommel gehoben, die den Zweck hat, größere Kohlenstücke und Fremdkörper auszuscheiden, die durch eine Lutte nach außen abgeführt werden, während die durch die Trommel hindurchgehende Kohle im Vorratsraum C aufgespeichert wird. Durch eine mechanisch bewegte Rutsche wird sie vom Vorratsraum aus nach dem Trichter E geführt. Durch das Becherwerk H wird der von dem Steinbrecher G vorgebrochene Bray in den Desintegrator J gehoben, darin zerkleinert und durch einen Trichter K zu dem rotierenden Tisch L geführt. Auf den rotierenden Tischen F und L wird die Kohle in einem bestimmten Verhältnis mit Pech gemischt und dann in eine Schnecke M gestrichen; diese transportiert das Gemisch zu dem Becherwerke N, das es zu dem Dampfknetwerk O emporhebt. In diesem wird nun das Material intensiv gemischt und gleichzeitig durch überhitzten Dampf erwärmt. Danach gelangt es in den Verteiler der Presse P, die es in der erwähnten Weise zu Briketts formt. Zum Antriebe der gesamten Becherwerke und Apparate dient eine neben dem Vorratsturm und dem Brayraum aufgestellte Dampfmaschine.

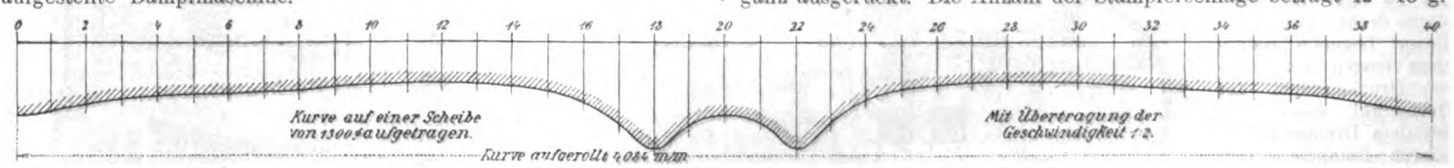


Fig. 425. Z. A.: Zementrohr-Stampfmaschine.

Zementrohr-Stampfmaschine.

(*Mit Zeichnungen auf Tafel 65 und Abbildung, Fig. 425.*)

Nachdruck verboten.

In neuerer Zeit hat man vielfach versucht, die Stampfarbeit für ovale und runde Zementrohre, soweit es angeht, auf maschinellem Wege herzustellen. Um wirklich gute Rohre zu erhalten, ist auf ihre gleichmäßige Füllung sowie auf gleichmäßige Verteilung der Stampferschläge pro qdm Wandfläche besonderer Wert zu legen; d. h. in dem Maße wie die Wandstärke des Rohres zunimmt, muß auch die Zuführung des Stampfmörtels größer werden und die Anzahl der Stampferschläge sich steigern. Ungleich gefüllte oder gestampfte Rohre müssen erst von Hand fertig gestampft werden, erhalten ungleiche Festigkeit in den Wandungen und lassen nach dem Herausziehen des Kerns große Undichtheiten und viele poröse Stellen zurück, die ein umständliches Ausstreichen von Hand erfordern. Deshalb ist es auch vorteilhaft, drei Stempel bei einer Form in Arbeit zu haben; der eine Stempel wird an der Wand des Kerns (außen), die beiden andern an der Formwand (innen) oder in der Mitte der Wandstärke geführt. Dadurch wird ein festes und dichtes Stampfen des Materials erreicht, so daß das Ausstreichen der Rohre fast ganz wegfällt.

Eine in der Praxis bewährte Zementrohr-Stampfmaschine ist der Firma Dyckerhoff & Widmann A.-G. Zementwarenfabrik Biebrich a. Rhein resp. deren Betriebsleiter patentiert. Diese Maschine, die von der Firma Brinck & Hübner, Maschinenfabrik Mannheim zuerst ausgeführt wurde, veranschaulichen die Abbildungen auf Tafel 65.

Die Zementrohr-Stampfmaschine besteht im wesentlichen aus der Drehscheibe, auf der die Form festgehalten und um ihre Längsachse gedreht wird; den drei Stampfern, der Einfüllschnecke und der Touren-Änderung für die Stampfer und Füllschnecke. Die einzelnen Funktionen der Maschine sind folgende:

Form und Kern v sind auf dem Formwagen durch Stifte und Klemmschrauben festgehalten und so am Drehen verhindert. Die Gleise a (Fig. 1, 2, 6, 8) ruhen auf Doppelkeilen, die durch das Handrad b sowie entsprechende Räder-Übersetzung und links und rechtsgängige Gewindespindel verschoben und so entsprechend gesenkt oder gehoben werden. Bei Beginn des Stampfens wird der Wagen abgelassen und kommt so auf die beiden Seitenschilde c und c_1 zu sitzen. Damit sich nun die Form genau in der Mitte befindet, wird eine auf der Drehscheibe befindliche Büchse d mittels Daumen und Hebel e (Fig. 8) gekuppelt. Am oberen Teile des Kerns wird auf zwei an den lichten Kernseiten angenieteten Winkeln f eine gußeiserne Platte f_1 eingelegt, die in der Mitte zu einer halben Klauenkupplung ausgebildet ist. Durch die Mitte der Stampferplatte ist eine Welle gesteckt, an deren unterem Ende die andere Kuppelhälfte verschiebbar angeordnet ist. Am entgegengesetzten Ende sitzen drei Kurvenscheiben, die die Vor- und Rückwärtsbewegung der drei Stampfer und Einfüllschnecke bewerkstelligen. Wird nun mittels des Hebels g die Klauenkupplung zusammengeschoben, so sind mit Drehscheibe und Form zugleich die drei Kurvenscheiben verbunden; somit wird durch Drehen der Form auch ein Verschieben der Stampfer und Füllschnecke entsprechend der Rohrform bewirkt. Um eine entgegengesetzte Stellung der Kurvenscheiben zum Rohr zu verhindern, läßt sich die Klauenkupplung nur in einer Stellung einschieben. Das Andrücken der Stampfer an die Bewegungskurven besorgen die Winkelhebel h mit Gegengewicht h_1, das der Schnecke der Trichter i, der pendelnd gelagert ist und so durch die Aufhängung aus der Schwerpunktachse mit seinem unteren Ende die Schnecke andrückt.

Die Stampfer werden mittels Rollen an den Bewegungskurven geführt, und zwar beeinflußt die obere Kurve einen Stempel außen (an der Formwand), die mittlere den zweiten Stempel sowie die Einfüllschnecke in der Mitte des Rohrquerschnittes und die untere Kurve den dritten Stempel innen (an der Kernwand). Die Stempel werden durch Friktionsrollen gehoben, die nach einem Stempelhube von ca. 200 mm ausgelöst und durch eine Daumenscheibe auseinandergedrückt werden, so daß der Stempel frei fällt und sich somit auch nach dem Füllen des Rohres einstellen kann. Der Antrieb des Stampfers erfolgt durch die Riemenscheibe k, die mit einer Büchse verbunden ist, durch die sich die Stampferwelle k_1 führt; sie ist auf der Stampfer-Führungsbüchse gelagert. Jeder Stampfer wird für sich allein durch das Gestänge r aus- und eingerückt, und zwar erfolgt das Einrücken durch ganzes Herabziehen des Gestänges. Während bei halbem Hinaufschieben des Gestänges der Stempel nur von seiner tiefsten Stellung im Rohr langsam zur höchsten über dem Rohr steigt, ist er beim völligen Hinaufschieben ganz ausgerückt. Die Anzahl der Stampferschläge beträgt 42—13 g.

Die Einfüllschnecke wird von der Scheibe l angetrieben und ist ebenfalls mit einer Büchse verbunden, durch die sich die Welle führt; auf der großen Platte ist sie gelagert. Die Tourenzahl der Schneckenwelle ist n = 25 — 85 per Minute. Das Ein- und Ausrücken der Einfüllschnecke geschieht mit einer auf der oberen Antriebswelle sitzenden Reibungskupplung y.

Stampfer und Einfüllschnecke werden mit Friktionscheibe und Rolle angetrieben, und zwar wird die Veränderung der Tourenzahl in folgender Weise erreicht. Der Hauptantrieb der ganzen Maschine erfolgt auf das Vorgelege A mit der Riemenscheibe 800 × 150 und n = 150. Von dieser Welle treibt eine konische Scheibe auf das Vorgelege B mit entgegengesetztem Konus und von da mittels Winkelräder auf die senkrechte Welle C; diese kann durch eine Reibungskupplung m aus- und eingerückt werden. Mit dieser senkrechten Welle stehen nun Drehscheibe, Rohrform und Geschwindigkeitskurve n durch Schnecken und

Digitized by Google

Winkelgetriebe unter sich in Verbindung, und zwar bei gleicher Tourenzahl. Die Kurve n ergibt sich aus dem Verhältnis der Radien vom lichten Durchmesser des Rohres zur Wandstärke und ist auf einer Kreislinie von 1300 mm Durchmeser abgetragen, die in ihrer gestreckten Lage, z. B. bei einem ovalen Rohre 50 × 75 cm, das Aussehen der in Textfig. 425 abgebildeten Kurve hat.

Diese Kurve verschiebt die Friktionsrollen o und bewirkt somit die jeweilige Geschwindigkeit der Stampfer und Einfüllschnecke. Das Verschieben der Friktionsrollen geschieht in folgender Weise: Die Kurvenscheibe n sitzt auf einer senkrechten Säule, kann leicht abgenommen und beim Stampfen eines anderen Rohres ausgewechselt werden. Diese Säule ist in einem gußeisernen Kreuz p geführt, durch das in Abständen vom Radius der Kurvenscheibe vier Rollenbolzen geführt sind, die an der Kurvenscheibe anlaufen und mittels Winkelhebel mit je einer Friktionsrolle verbunden sind. Durch Drehung der Kurvenscheibe werden die Friktionsrollen auf ihre äußerste Stellung und mit Hilfe der Gegengewichte q wieder zurück in ihre Anfangsstellung gebracht; wodurch ein selbsttätig regulierendes schnelles oder langsames Arbeiten der Stampfer und Füllschnecke erreicht wird. Der Antrieb der Friktionsscheibe geschieht von der Hauptantriebswelle A und ist unabhängig von der Kurvenscheibe n. Die Umfangsgeschwindigkeit an der Stampffläche ist für alle Rohre gleich; deshalb muß die Umdrehung der Drehscheibe und Kurvenscheibe zur Regelung der Tourenzahl für Stampfer und Füllschnecke bei kleinen Röhren schneller als bei großen sein. Zu diesem Zwecke wird die senkrechte Welle C vom Hauptantrieb A durch die konischen Scheiben mit dem Vorgelege B angetrieben. Mittels des Handrades r werden durch Drehung der beiden Gewindespindeln s, s_1 die Riemengabeln t, t_1 verschoben, und durch das gleichzeitige Verschieben des Zeigers auf der Skala u wird die Drehgeschwindigkeit für ein zu stampfendes Rohr eingestellt.

Die Maschine zeichnet sich durch solide Konstruktion sowie ruhigen Gang aus. Der Kraftverbrauch beträgt nur 5 PS, und die Leistung ist für Rohre 70 × 75 pro Tag 100 Stück, für runde Rohre 60 cm Durchmesser = 105 bis 110 Stück pro 10 Stunden. Die Festigkeit der Röhren ist 4200 kg gegen früher 2500 bis 2800 kg im Alter von 28 Tagen.

Leistungen indirekt gefeuerter Dampfüberhitzer.

(Mit Abbildung, Fig. 426). Nachdr. verb.

Zur Beurteilung der erreichten Leistungen mit indirekt gefeuerten Dampfüberhitzern ist nicht allein die Dampftemperatur am Überhitzeraustritt maßgebend, sondern auch die Heizfläche des Überhitzers, mit dem diese Leistung erreicht wurde; ferner die Menge des erzeugten Kesseldampfes, die durch den Überhitzer geschickt wurde, die Anfangs- und Endgeschwindigkeit im Überhitzer selbst.

Mit obigen Angaben ließe sich schon beurteilen, ob das betreffende Überhitzersystem als leistungsfähig dem Konkurrenzsystem würdig an die Seite gestellt werden kann.

Um jedoch die Konstruktionen der Überhitzer weiter auszubilden und ihre Leistungsfähigkeit zu erhöhen, müssen der zugrunde liegenden Rechnung noch folgende Angaben bekannt sein: Die vorgeschaltete Dampfkesselheizfläche, die Heizgastemperatur am Ein- und Austritt des Überhitzers, die Belastung der Rostfläche, der Heizwert des Brennstoffes und seine chemische Zusammensetzung. Die Qualität des Brennstoffes ist für die Kessel- und Überhitzerleistung von großem Wert. Um die Menge des Gasvolumens, das den Überhitzer bestreicht, festzustellen, ist eine Untersuchung der Heizgase vor Eintritt in den Überhitzer auf ihren CO_2- und O-Gehalt mittels Orsatapparat notwendig, um den Luftüberschuß der Heizgase zu bestimmen.

Es sollen an verschiedenen genauen Versuchen die Leistungen untersucht werden.

Die in Tabelle I zusammengestellten Versuche I bis VIII haben die verschiedensten Kesselbelastungen aufzuweisen; sie sind sehr genau je acht Stunden lang durchgeführt, nur die Gasanalysen der Heizgase vor Eintritt in den Überhitzer fehlen, da sich ihre Entnahme zu beschwerlich gestaltet hätte.

Bezeichnen: t_1 und t_2 die Heizgastemperaturen am Ein- und Austritt des Überhitzers, T_0 und t die Dampftemperaturen am Aus- und Eintritt in den Überhitzer, so ist das mittlere Temperaturgefälle

$$T_m = \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{T_0 + t}{2}\right),$$

mithin der Durchgangskoeffizient $k = \frac{Q}{\varphi T_m F}$, wenn Q das in der Stunde überhitzte Dampfquantum in Wärmeeinheiten und F die Heizfläche des Überhitzers in qm angibt. In Tabelle II sind die Werte für T_m und k für die Versuche I bis VIII zusammengestellt.

Tabelle II.

Versuch	I	II	III	IV	V	VI	VII_1	VIII
Temperatur vor dem Überhitzer . . °C	483	570	462	554	455	488	506	592
Temperatur nach dem Überhitzer . . °C	329	375	359	399	335	355	402	413
Mittlere Temperaturdifferenz . . . T_m	167,6	219,1	166,9	227,2	150,1	179,8	205	255
Durchgangskoeffizient k. . .	9,8	15,9	16,6	19,4	18,2	19,5	15,6	22,9

Um die Bewegung des Dampfes im Überhitzer festzustellen, ist das spez. Gewicht G des gesättigten Dampfes, G_1 des überhitzten Dampfes notwendig. Das spez. Gewicht von 1 cbm gesättigten Dampfes kann jedem Lehrbuche entnommen werden, das spez. Gewicht G_1 für 1 cbm überhitzten Dampfes ist nach Battelli-Tumlicz

$$G_1 = \frac{v}{v_1} \cdot G = \frac{v}{(v + 0{,}0084)\frac{T_1}{T_0} - 0{,}0084} G,$$

worin v das Volumen des gesättigten Dampfes, v_1 das Volumen des

Tabelle I.

Versuch		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Überhitzerheizfläche F	qm	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5	94,5
Vorgeschaltete Kesselheizfläche F_1	„	109	109	109	109	109	109	109	109
Brennstoff: Steinkohle									
Kalorimetrischer Heizwert H	Kal.	6080	6311	5921	6113	6200	6723	5655	6460
Chemische Zusammensetzung C	%	62,92	65,94	60,11	62,68	63,60	69,12	56,97	66,42
„ „ H	%	4,08	4,24	4,13	4,15	4,32	4,37	4,83	4,74
„ „ H_2O	%	5,76	6,42	6,44	7,30	1,18	2,25	7,36	6,82
„ „ S	%	0,85	1,39	0,97	1,27	1,18	1,50	1,33	1,78
„ „ O	%	8,24	8,44	9,63	8,25	9,94	9,86	10,22	9,97
Verheizt in der Stunde	kg	718,75	950	962,5	1125	1012,5	1106,25	1075	1293,75
„ „ und qm Rostfläche	„	84,56	111,76	113,23	132,35	119,1	130,15	126,5	152,2
Heizgase vor dem Überhitzer t_1	° C	483	570	462	554	455	488	506	592
„ nach dem Überhitzer t_2	„	329	375	359	399	335	355	402	413
Zur Überhitzung aufgewendete Temperatur	„	154	195	103	155	120	133	104	179
Zugstärke am Kesselheizflächenende, Wassersäule	mm	20	18,9	18,54	19,9	19	19	20	20
Speisewasser									
Temperatur	° C	26,5	34,3	31,4	36,8	34	34,7	20,6	26,04
Verdampft in einer 1 Stunde Q	kg	2952,5	4945,6	4660,6	7032,5	4450,6	6123,1	5014,3	8216,2
„ „ „ „ „ und 1 qm Heizfläche	„	11,81	19,78	18,64	28,13	17,8	24,49	20,06	32,86
Dampf									
Mittlerer Überdruck	kg/qcm	10,67	11,0	11,4	11,8	11,0	11,12	11,5	11,9
Entsprechende Dampftemperatur t	° C	185,6	186,9	188,3	189,6	186,9	187,4	188,7	190,1
Temperatur des überhitzten Dampfes T_0	„	291	320	301	309	303	296	309,6	305
Erzeugungswärme 1 kg des gesättigten Dampfes W	WE	636,6	629,2	632,5	627,5	629,5	628,9	637,4	638,45
„ „ „ „ „ überhitzten Dampfes W_1	„	689,1	695,71	689	687	687,5	683,2	697,8	695,8
Spezifische Wärme cp.	„	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Überhitzung	° C	105	133	113	119	116	108,6	120,8	114,8
Zur Überhitzung nötige Wärmemenge	WE	52,5	66,51	56,5	59,5	58	54,3	60,4	67,35
Leistung per qm Überhitzerheizfläche u. Stunde L	„	1640	3480	2786	4427	2742	3514	3204	5855
Nutzbar gemachte Wärmeeinheiten im Überhitzer als Wärmebilanz η	„	215,25	345,8	273,46	371,88	254,9	300,0	281,8	364,7
oder in Prozenten η	„	3,54	5,48	4,62	6,08	4,11	4,46	4,98	5,65

Digitized by Google

überhitzten Dampfes bedeutet, also

$$v_1 = (v + 0{,}0084)\frac{T_1}{T_0^1} - 0{,}0084;$$

und zwar ist $T_0^1 = 273 + t$ und $T_1 = 273 + T$, wobei T die Temperatur des überhitzten und t des gesättigten Dampfes ist.

Die Geschwindigkeit des Dampfes c berechnet sich zu

$$c = \frac{Q}{3600 \cdot G_1 q}\ \text{m/sek.},$$

worin Q das stündliche Dampfquantum, G_1 das spez. Gewicht für überhitzten Dampf und q den lichten Querschnitt des Überhitzers oder der Rohrleitung in qm bedeutet.

Um die Dampfgeschwindigkeit im Überhitzer nahe dem Austritt zu erhöhen, sind in die Überhitzerröhren Querschnittsverengungen eingesetzt, wie Fig. 426 angibt, so daß der Überhitzer in 4 Querschnittsabteilungen zerlegt ist.

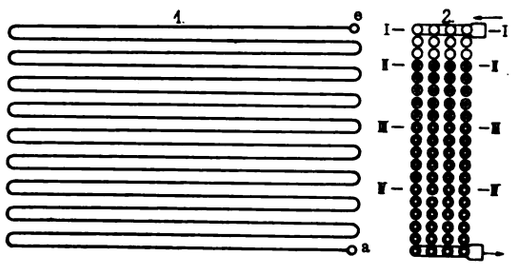


Fig. 426. Z. A.: Leistungen indirekt gefeuerter Dampfüberhitzer.

Die für die Dampfmenge und deren Geschwindigkeit im Überhitzer nötigen Werte sind in Tabelle III zusammengestellt.

Daß die Leistung des Kessels und des Überhitzers in der Hauptsache von dem zur Verbrennung geeigneten Brennstoff abhängig ist, beweisen diese Versuche; die Zugstärke vor dem Schieber war, wie Tabelle I lehrt, für sämtliche Kohlensorten annähernd gleich. Je nachdem eine Kohlensorte leichter oder schwerer verbrannte, war die Kesselleistung und somit die Überhitzerleistung verschieden.

Die aufgewendete Temperatur und die damit erreichte Überhitzung des Dampfes sind in Tabelle IV zusammengestellt.

Tabelle IV.

Versuch	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Zur Überhitzung aufgewendete Temperatur . . . . °C	154	195	103	155	120	133	104	179
Überhitzungstemperatur des Dampfes °C	105	133	113	119	116	108,6	120,8	114,8

Tabelle III.

Versuch		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Spezifisches Gewicht des gesättigten Dampfes . . .	G	5,83	6,06	6,3	6,42	6,06	6,2	6,38	6,5
„ „ „ überhitzten Dampfes . . .	G_1	4,54	4,54	4,72	4,81	4,6	4,77	4,84	4,94
Volumen von 1 cbm gesättigten Dampf	v	0,172	0,165	0,158	0,156	0,165	0,166	0,159	0,153
„ „ 1 „ überhitzten Dampf	v_1	0,219	0,218	0,209	0,208	0,216	0,214	0,207	0,202
Durchmesser der Leitung in mm		150	150	150	150	150	150	150	150
Querschnitt „ „ „ qm	q	0,0176	0,0176	0,0176	0,0176	0,0176	0,0176	0,0176	0,0176
Querschnitt q im Überhitzer bei I in qm	q	0,0285	0,0285	0,0285	0,0285	0,0285	0,0285	0,0285	0,0285
„ „ „ „ „ II „ „	q	0,0226	0,0226	0,0226	0,0226	0,0226	0,0226	0,0226	0,0226
„ „ „ „ „ III „ „	q	0,0198	0,0198	0,0198	0,0198	0,0198	0,0198	0,0198	0,0198
„ „ „ „ „ IV „ „	q	0,01674	0,01674	0,01674	0,01674	0,01674	0,01674	0,01674	0,01674
Geschwindigkeit beim Eintritt in den Überhitzer in m/sek.	c	7,9	12,8	11,6	17,2	11,5	15,5	12,7	19,9
„ im Überhitzer bei Querschn. I „ „	c	6,4	10,7	9,7	14,5	9,5	12,6	10,2	16,4
„ „ „ „ „ II „ „	c	8,2	13,1	12,4	18,4	12,2	16,2	13,0	21,0
„ „ „ „ „ III „ „	c	9,5	15,8	14,4	21,3	14,1	18,7	15,1	24,3
„ „ „ „ „ IV „ „	c	11,2	18,7	17,1	25,3	16,8	22,2	17,9	28,8
„ beim Austritt aus dem Überhitzer . .	c	12,5	17,2	15,6	23,4	15,1	20,2	16,4	26,4
Temperatur $T_0^1 = 273 + t$		458,6	459,9	461,3	462,6	459,9	460,4	461,7	463,1
„ $T_1 = 273 + T$		564	593	574	582	576	569	582,6	578

Detailkonstruktionen u. Notizen a. der Praxis.

Hochhub-Sicherheitsventil.

(*Mit Abbildung, Fig. 427.*)

Nachdruck verboten.

Bei Hochhub-Sicherheitsventilen ist es wichtig, das Ventil bei einem bestimmten Druck etwas öffnen zu lassen, dann aber den Eintritt des vollen Hochhubes zunächst zu verzögern, so daß der Druck im Kessel um ein gesetzlich zulässiges Maß gesteigert werden kann, nach dessen Überschreitung erst volle Eröffnung des Ventiles eintritt. Die Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover, hat deshalb bei ihrem Hochhub-Sicherheitsventil eine Zusatzbelastung vorgesehen, die erst in Wirksamkeit tritt, nachdem das Ventil etwas gehoben worden ist. Nach D. R.-P. Nr. 196 373 kann diese Zusatzbelastung aus einer einstellbaren Feder, einem Luftpuffer mit regelbarer Luftmenge oder einem auf einem Hebel verschiebbaren Gewicht bestehen.

Bei der durch D. R.-P. Nr. 199 402 geschützten neuesten Ausführungsform (Fig. 427, Skz. 2) dieses Ventiles werden statt eines Gewichtes mehrere Gewichte oder Federn n verwendet, die nacheinander zur Wirkung kommen. Sie sind in einem besonderen Gehäuse a_1 untergebracht, das von einem mittels Spindel a_2 mit dem Ventilgehäuse v_1 verschraubten Konsol a getragen wird. Das unterste Gewicht n ruht auf einem Bund der Stange d auf, während die anderen Gewichte von Hülsen f getragen werden, die mit Flanschen versehen und an einer das Gehäuse nach oben abschließenden durchbrochenen Scheibe befestigt sind. Die Gewichte werden durch die Traghülsen in einigem Abstand gehalten. Wird das Ventil v und damit der Gewichtshebel h gehoben, so trifft dieser gegen die Stange d, worauf der Druck im Kessel etwas steigen muß, ehe er die Stange d mit dem untersten Gewicht anheben kann. Beim weiteren Anheben werden auch die übrigen Gewichte allmählich mitgenommen, wobei immer der Bund der Traghülsen in einer Ausnehmung des darunterliegenden Gewichtes Platz findet.

Die steigende Belastung läßt sich auch dadurch erreichen, daß man die bei Pendelwagen übliche Gewichtsanordnung wählt, bei der die zum Anheben nötige Kraft mit jedem Hube wächst (Fig. 427, Skz. 1). Die mit dem Ventilgehäuse v_1 verschraubte Spindel a_2 trägt ein Winkelstück c, in dem der Arm b mit dem Gewicht b_1 pendelartig gelagert ist. Wird das Ventil gehoben, so trifft der Gewichtsarm h gegen das Gewicht b_1 und hebt dieses an. Dabei wird das Gewicht b_1 von innen nach außen verschoben, so daß die Belastung des Hebels h steigt. Zur Erleichterung der Bewegung ist das Gewicht b_1 am Arm b drehbar gelagert. Der Lagerträger c des Pendels ist mit einem Schlitze c_1 versehen und zwecks Regulierung der Anfangsbelastung seitlich zu verschieben.

Die beschriebenen Einrichtungen kommen jedoch, wie ausdrücklich hervorgehoben werden soll, nicht für gewöhnliche Betriebsverhältnisse, sondern nur für Ausnahmefälle in Betracht und zwar dann, wenn die betreffende Kesselanlage, die durch plötzliche Entlastungen (Ausschaltung mehrerer großer Betriebsmaschinen usw.) hervorgerufenen Schwankungen des Drucks nicht ohne weiteres aufzunehmen vermag. Die Zusatzeinrichtungen verfolgen also den Zweck, die gesetzlich zugelassenen 10% Drucküberschreitung voll auszunützen und Dampfvergeudung durch vorzeitiges starkes Abblasen der Sicherheitsventile zu verhüten.

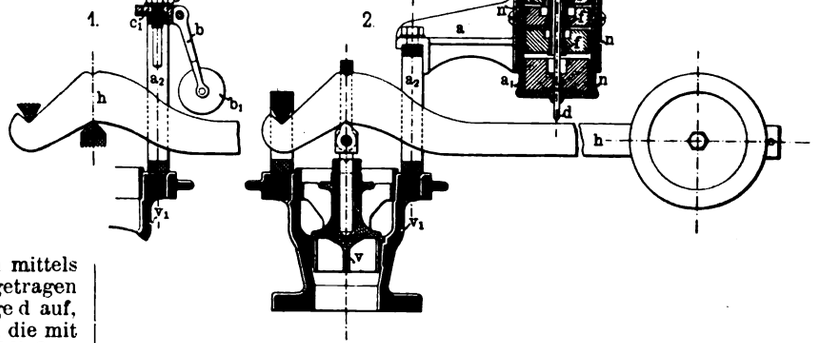
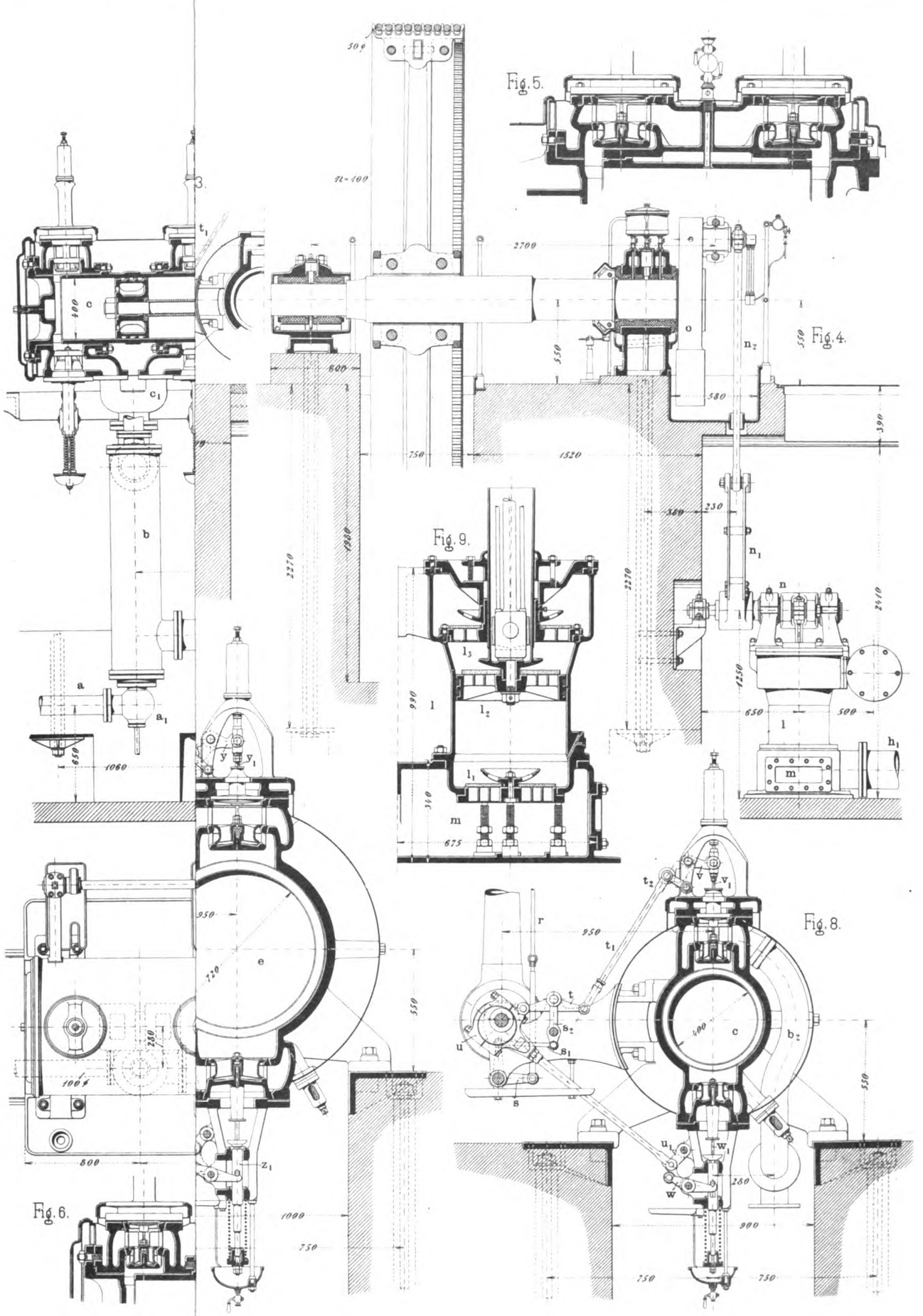


Fig. 427. Z. A.: Hochhub-Sicherheitsventil.

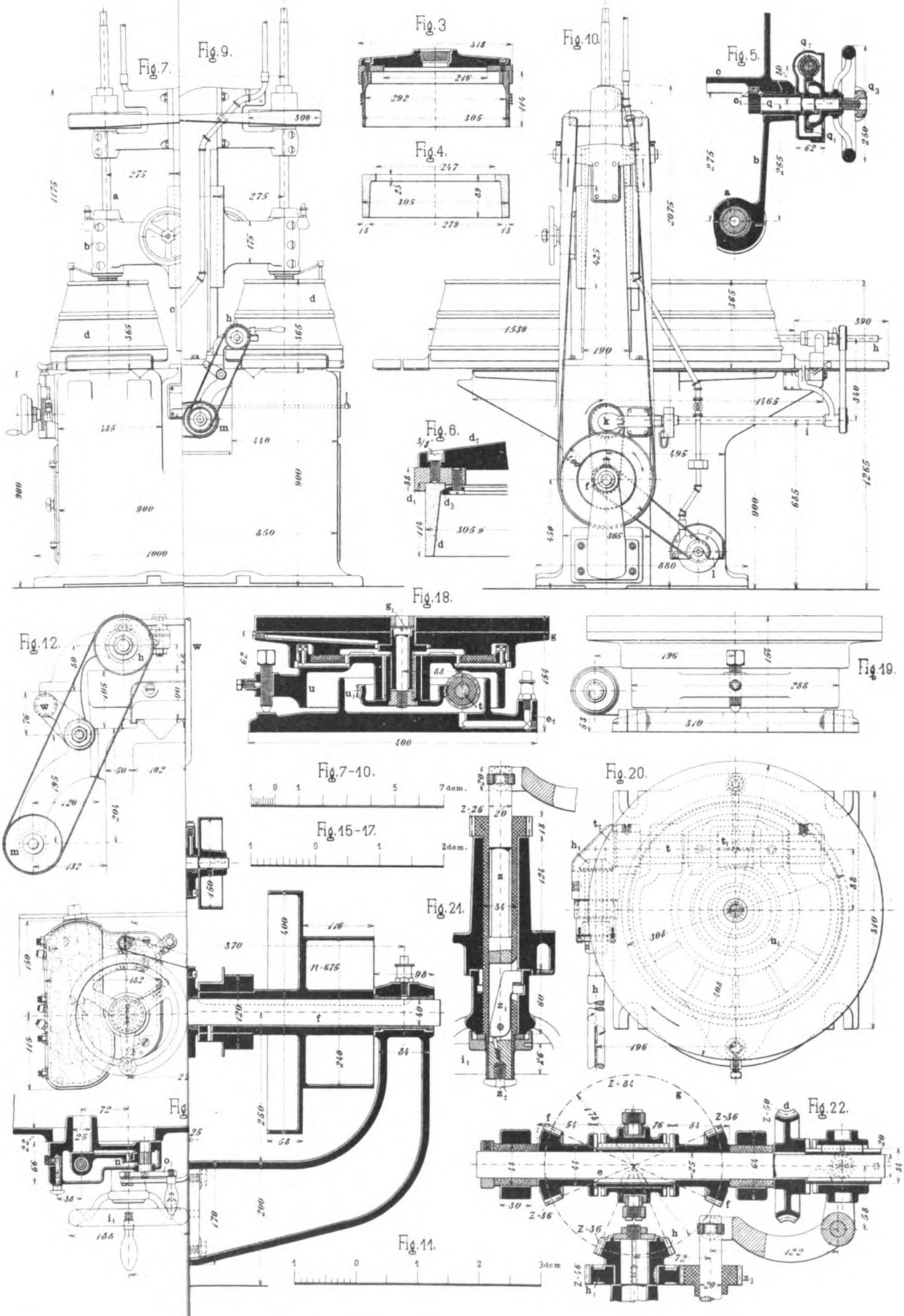
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

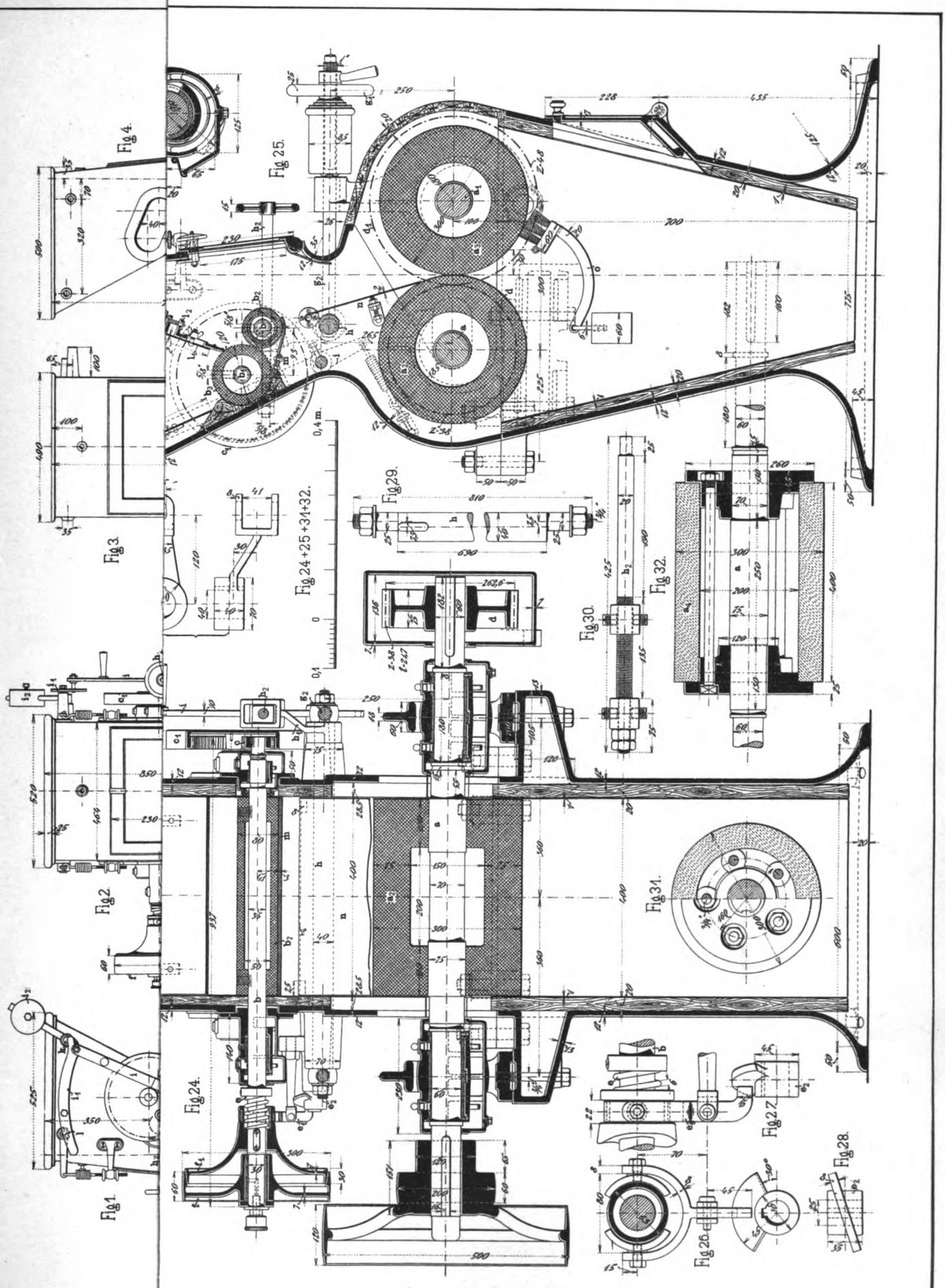
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

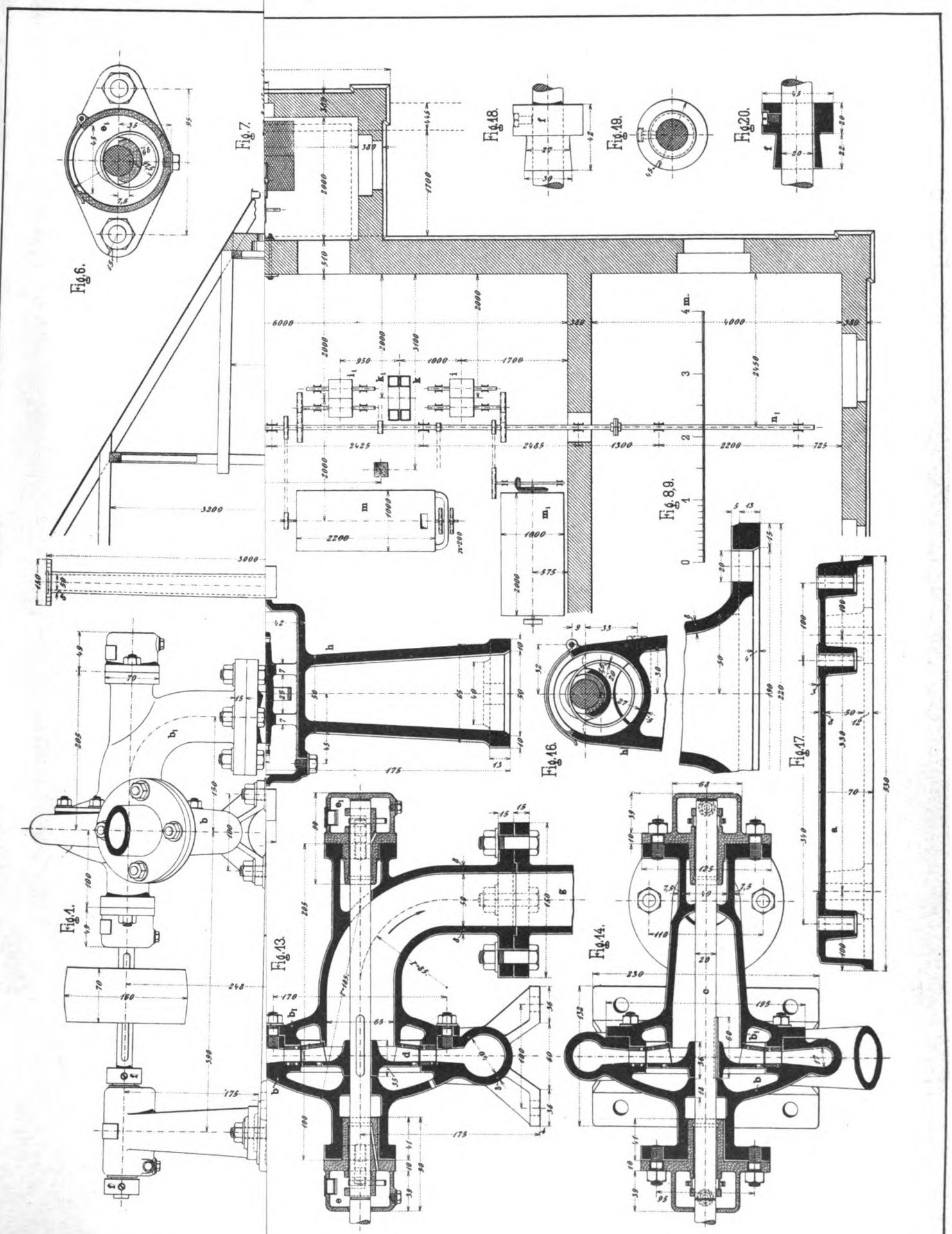
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

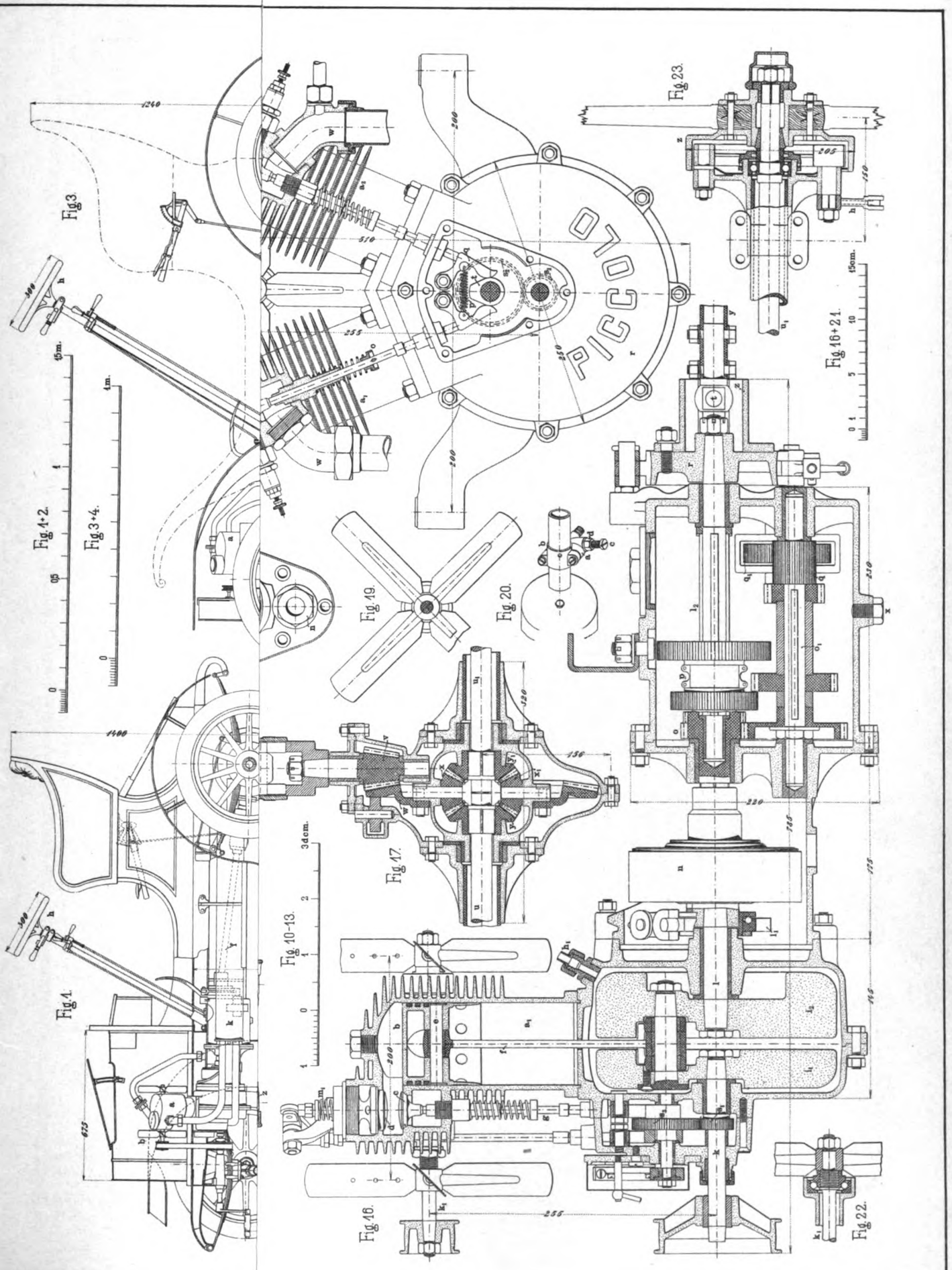
Digitized by Google

Digitized by Google



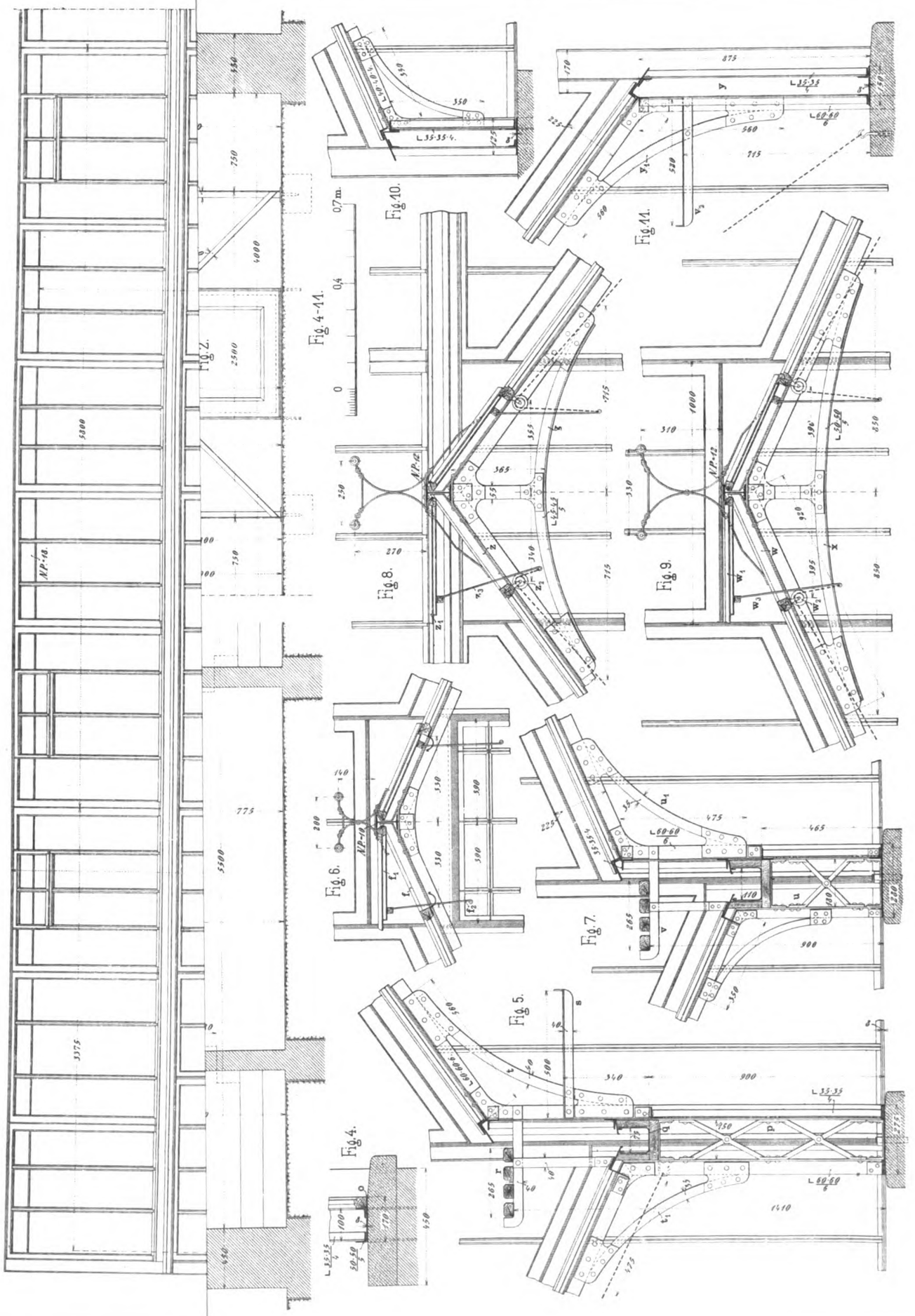
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

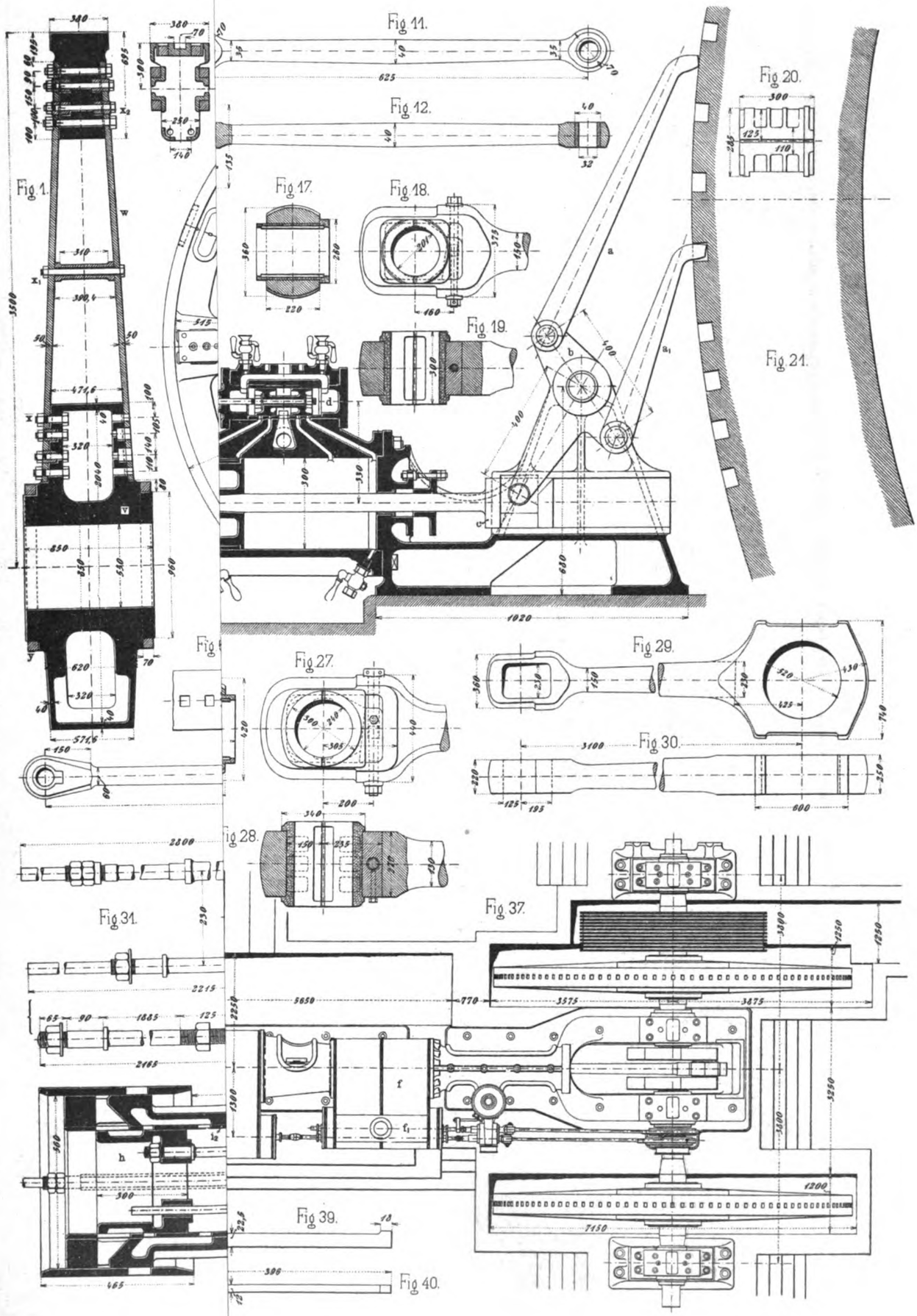
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

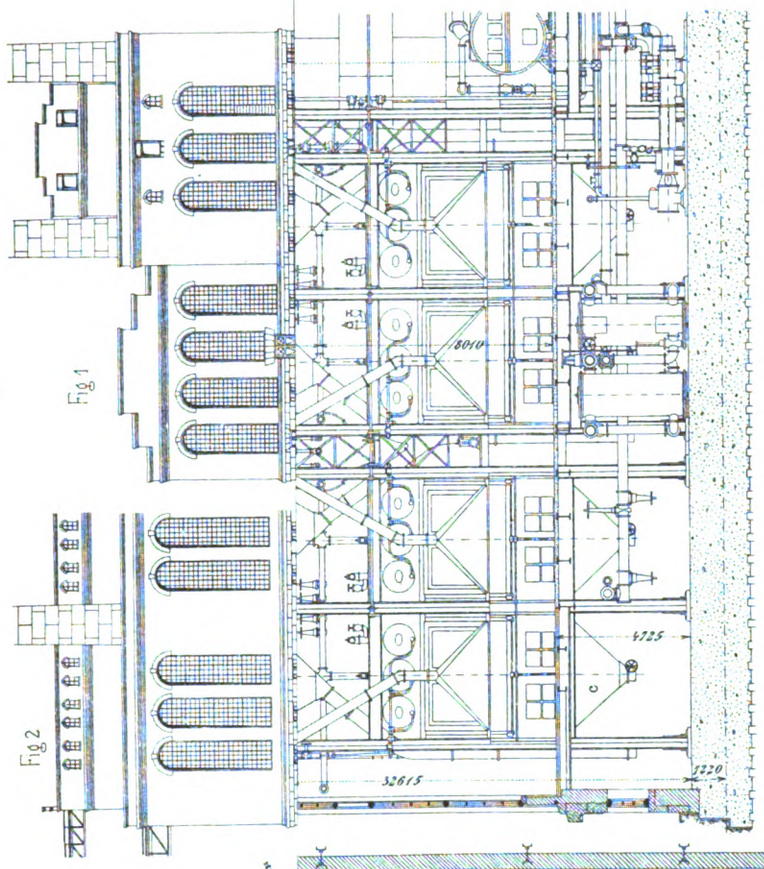
Digitized by Google

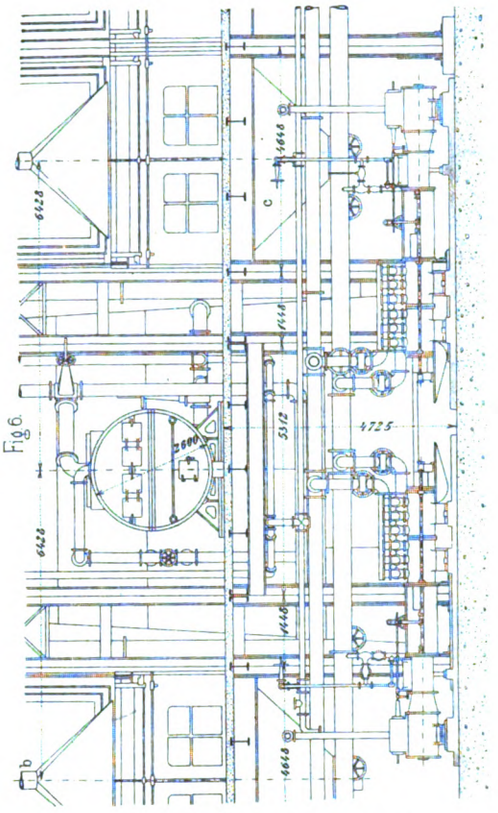
Digitized by Google

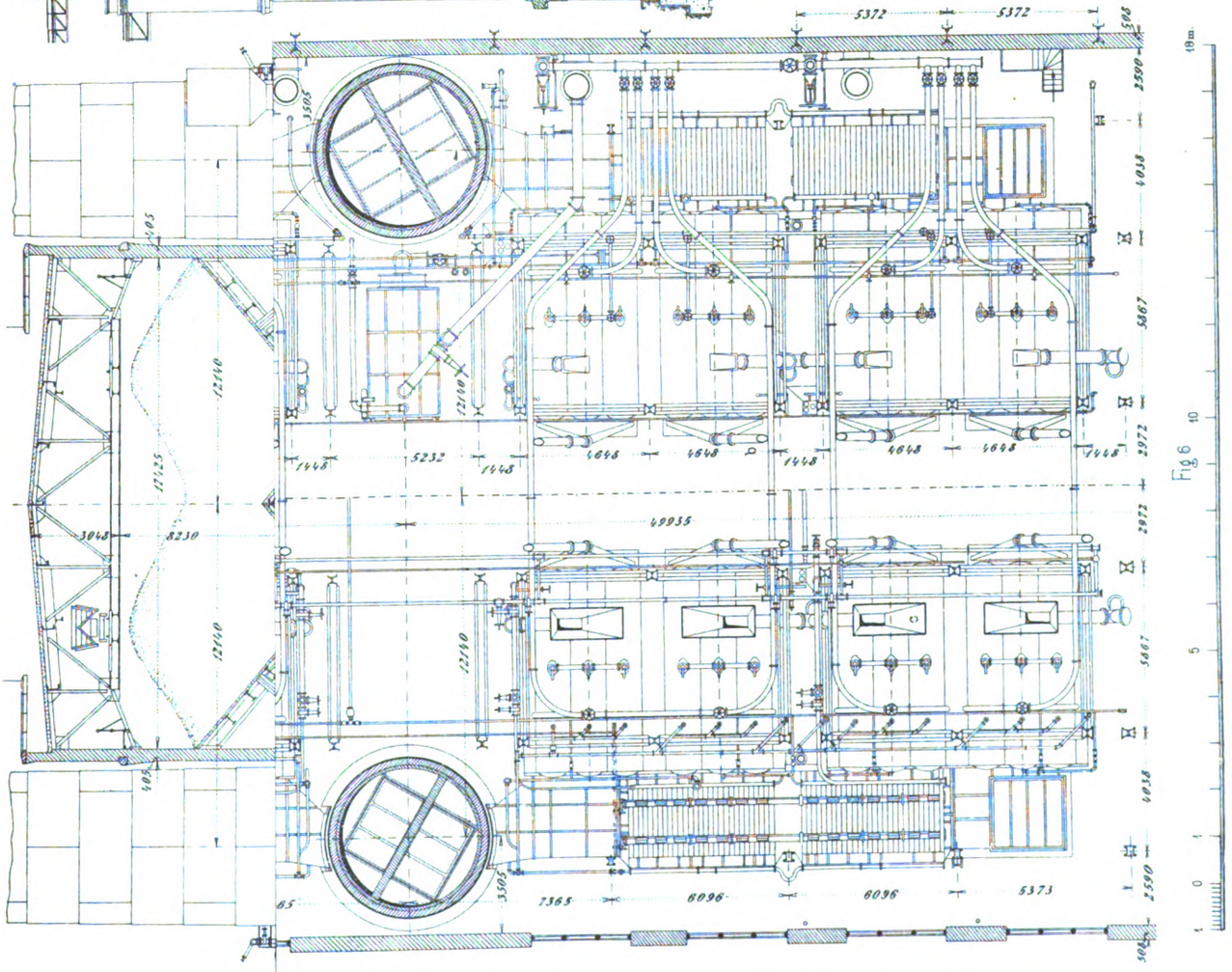


Digitized by Google

Digitized by Google

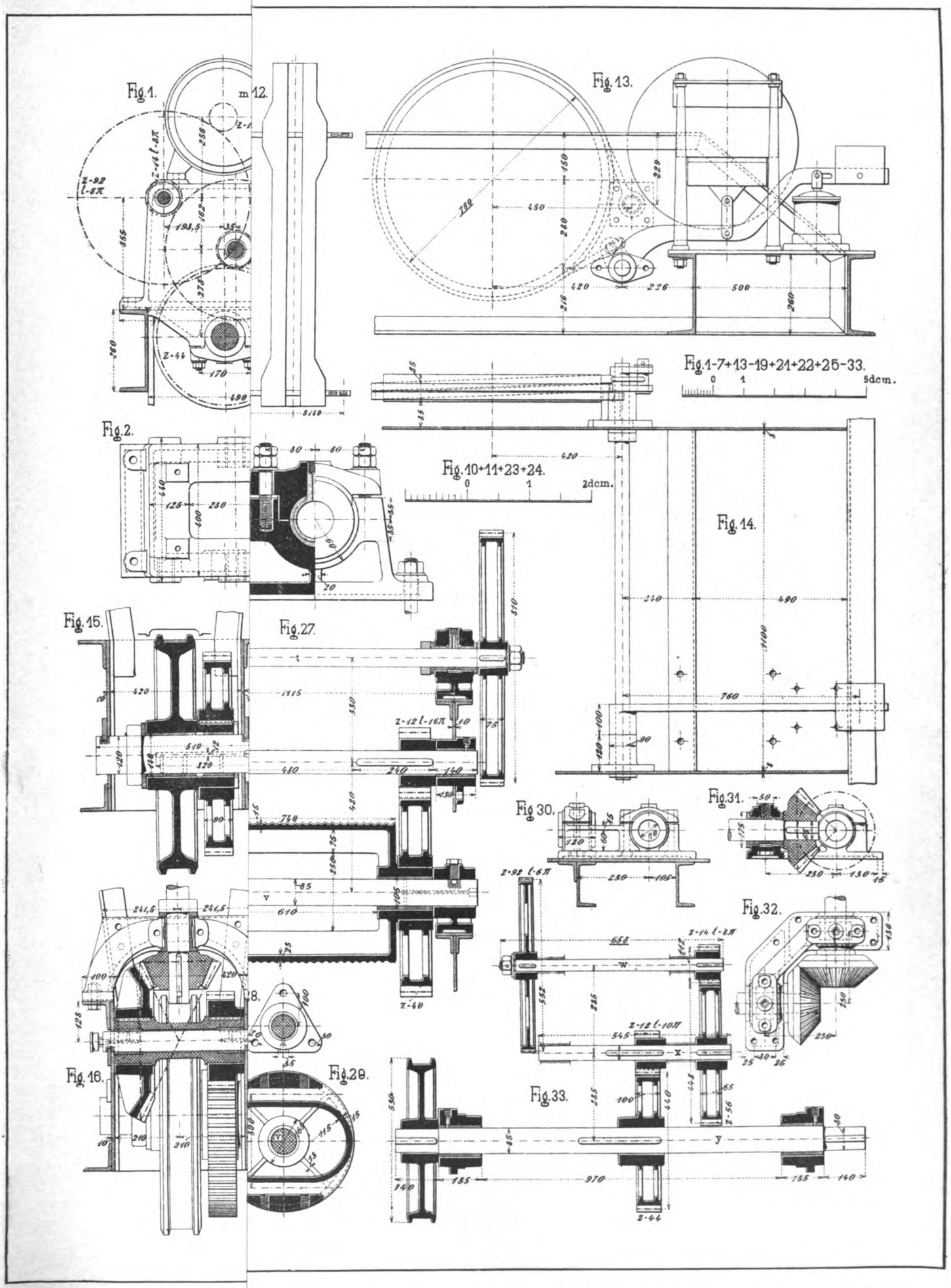






Digitized by Google

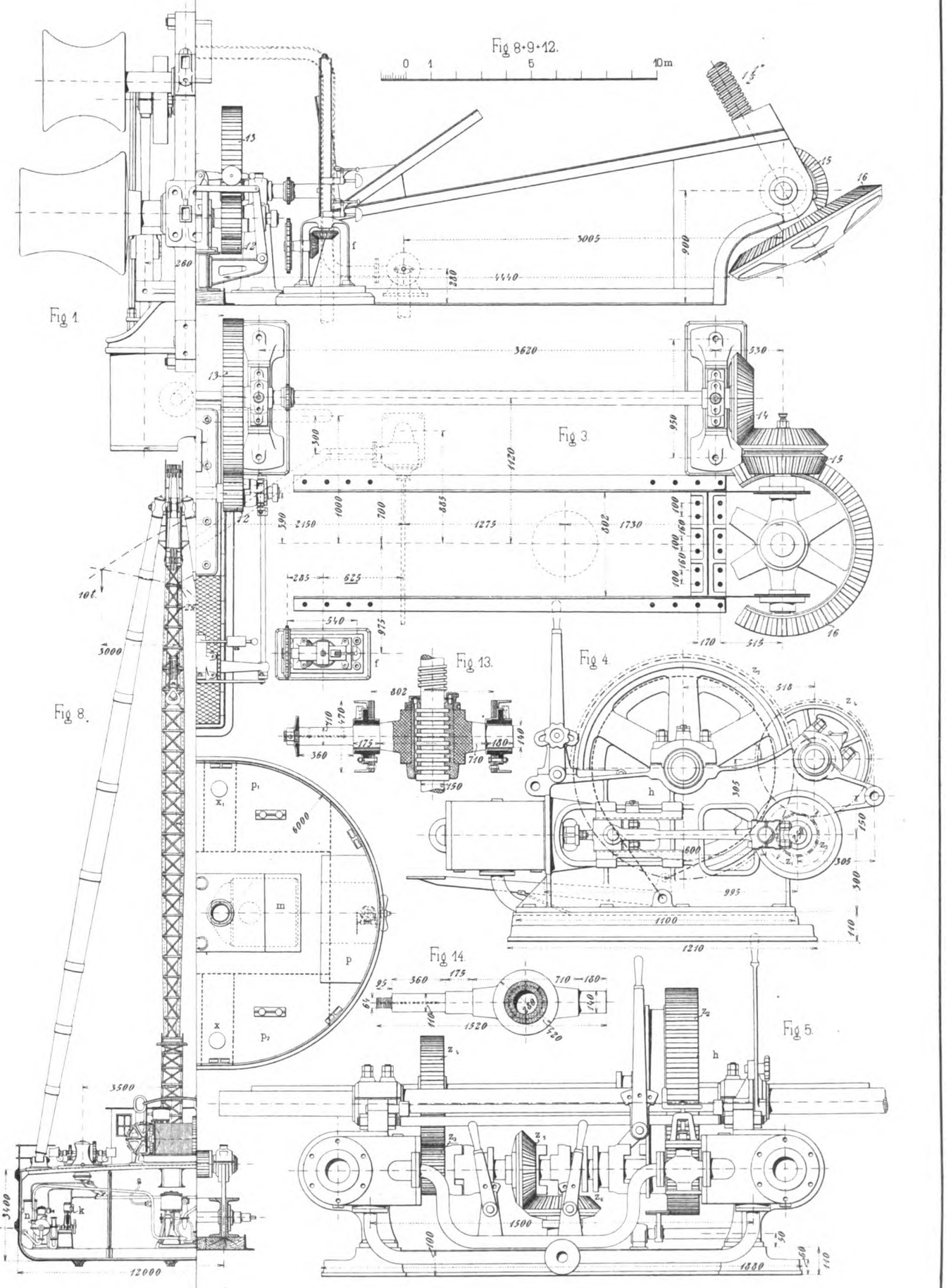
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

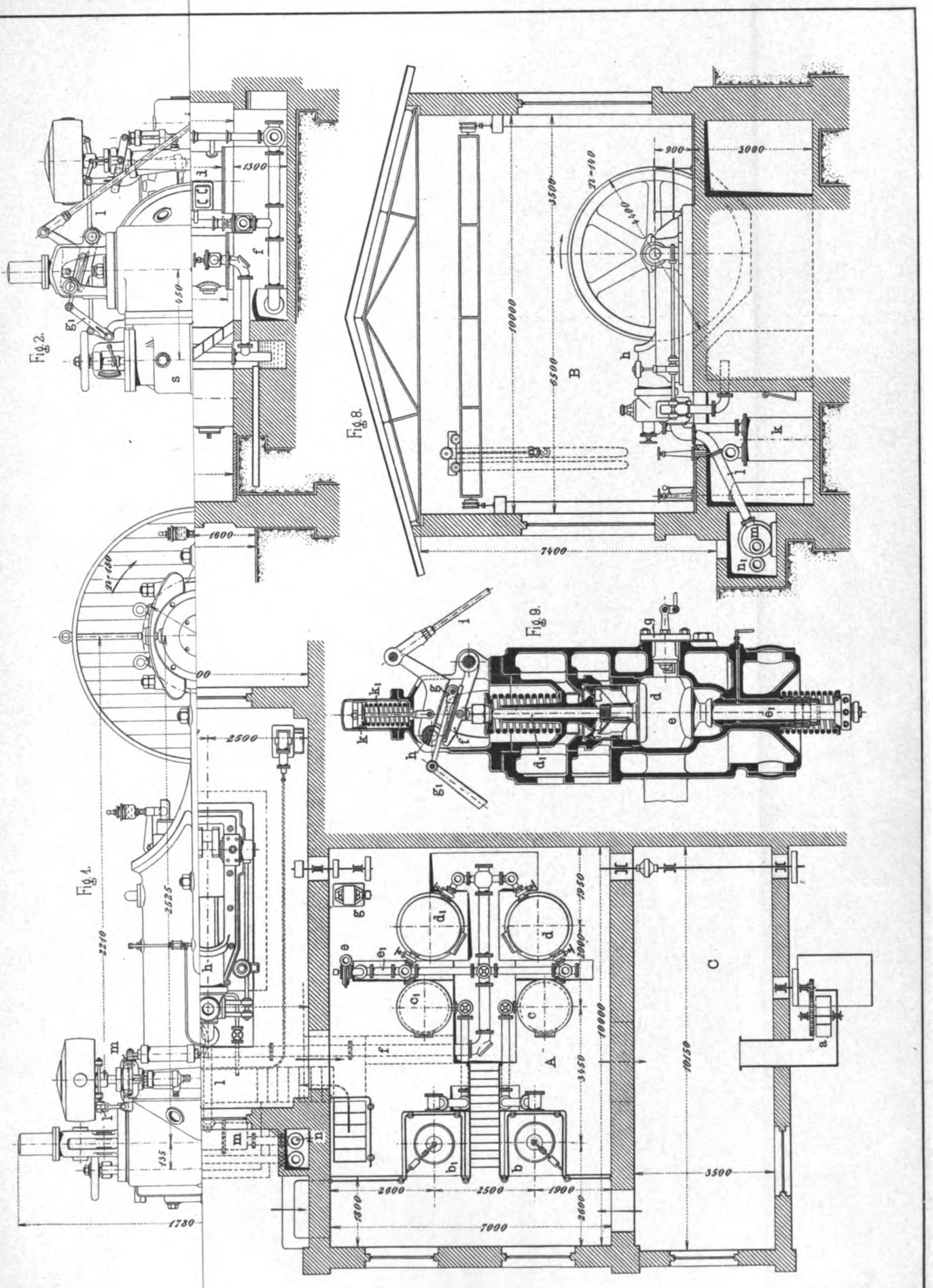
Digitized by Google

Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.
Digitized by Google

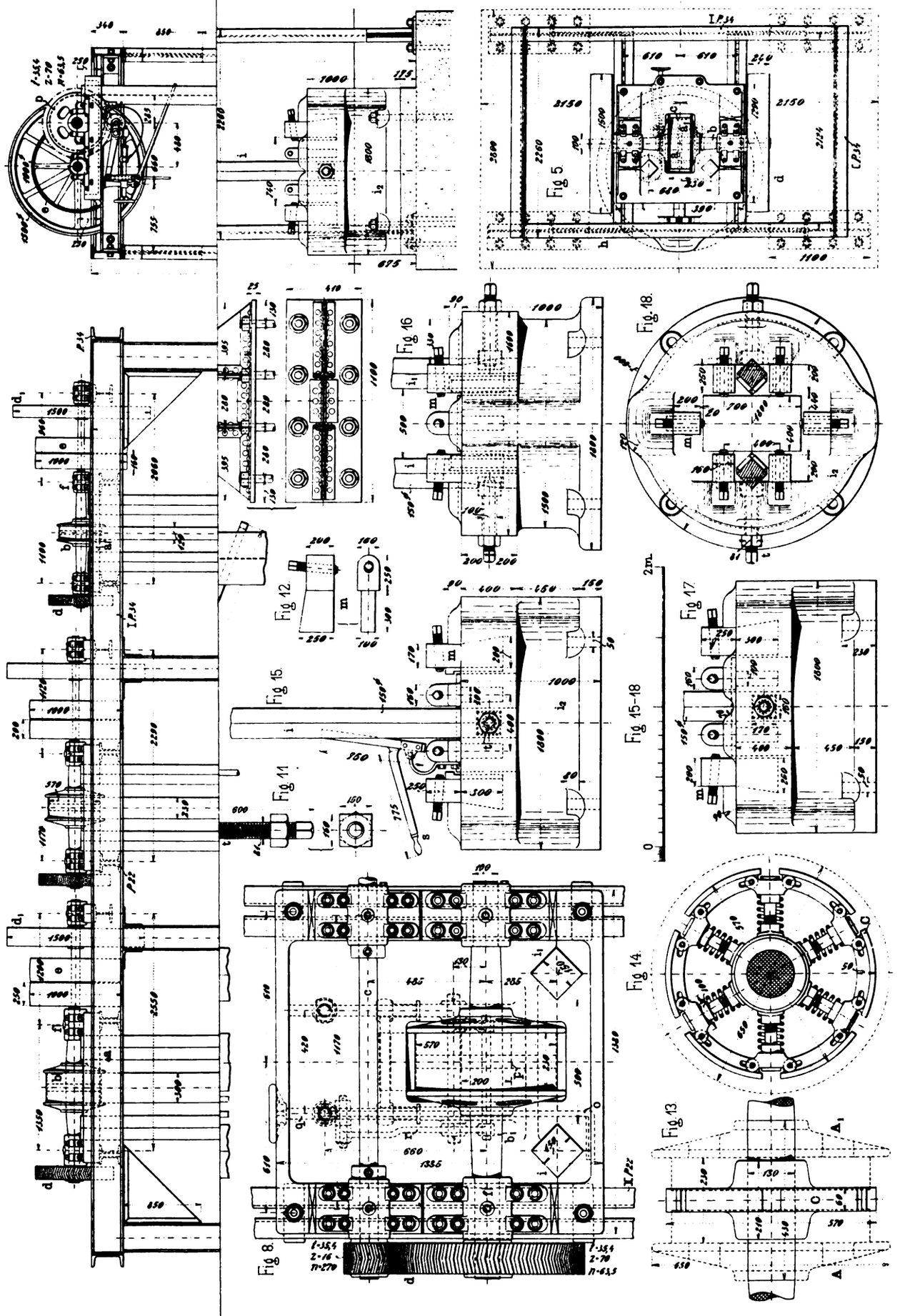
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 1.

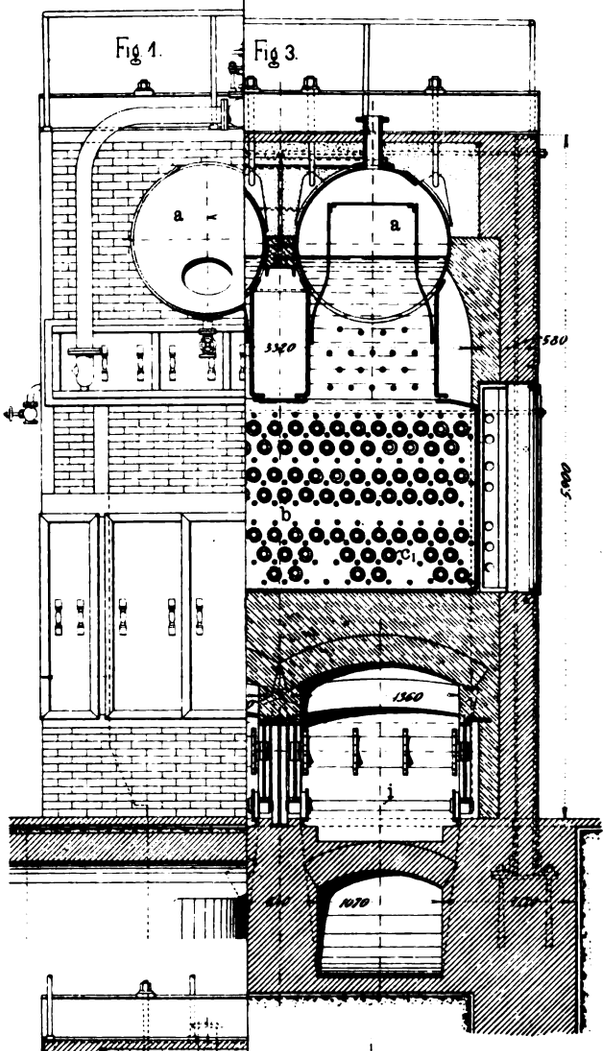


Fig. 3.

Fig. 4.

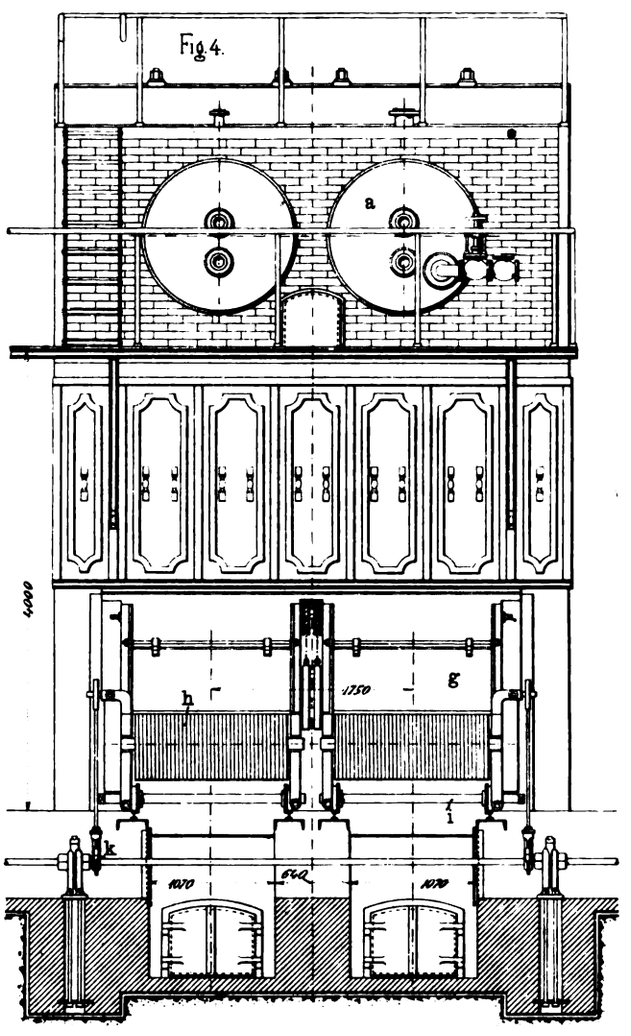


Fig. 7.

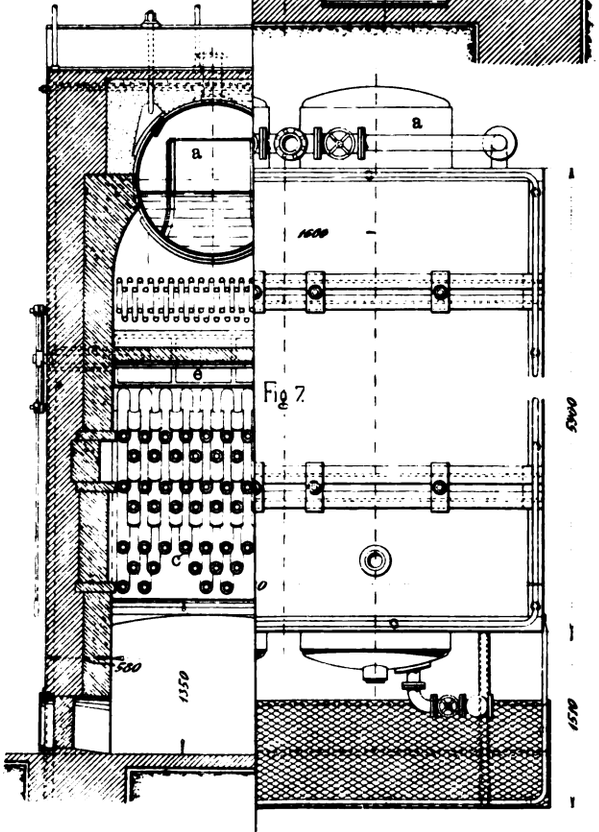
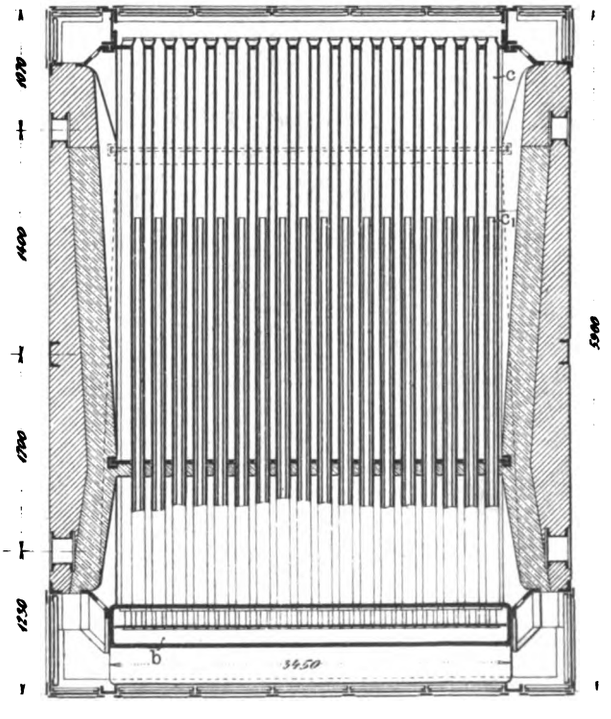


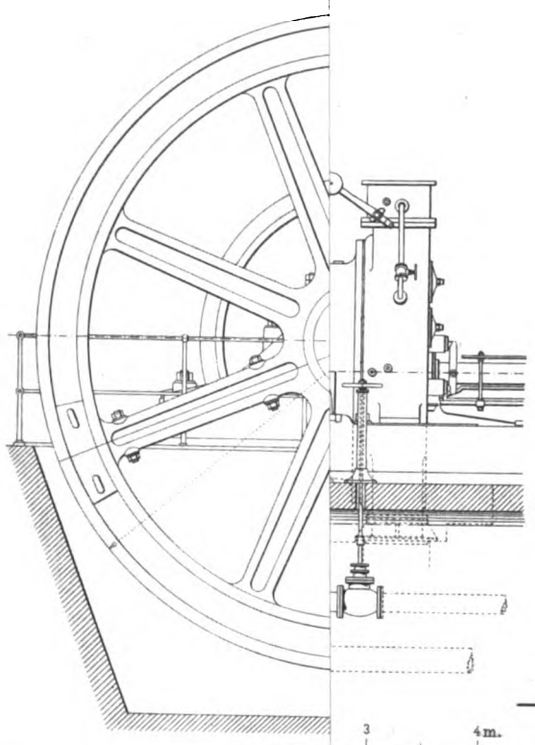
Fig. 8.

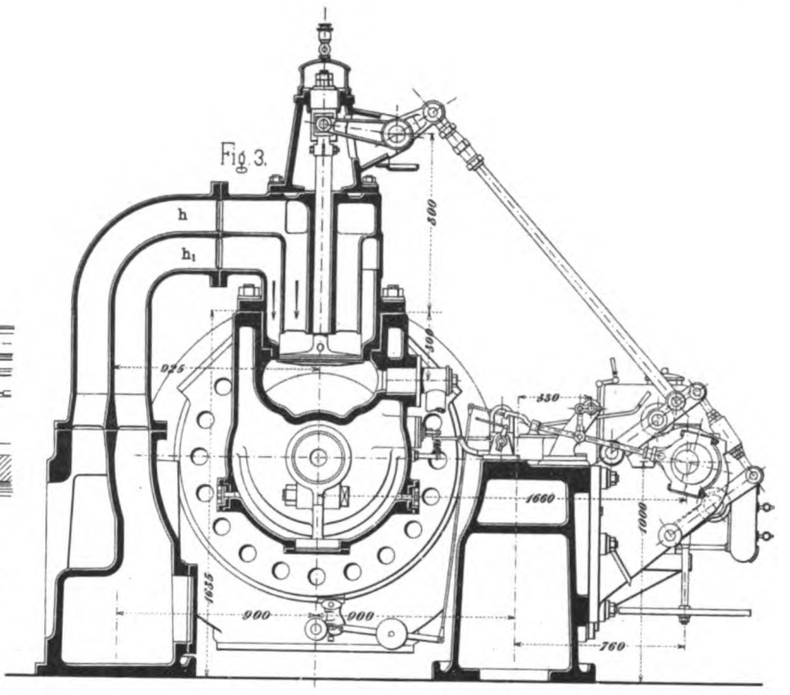


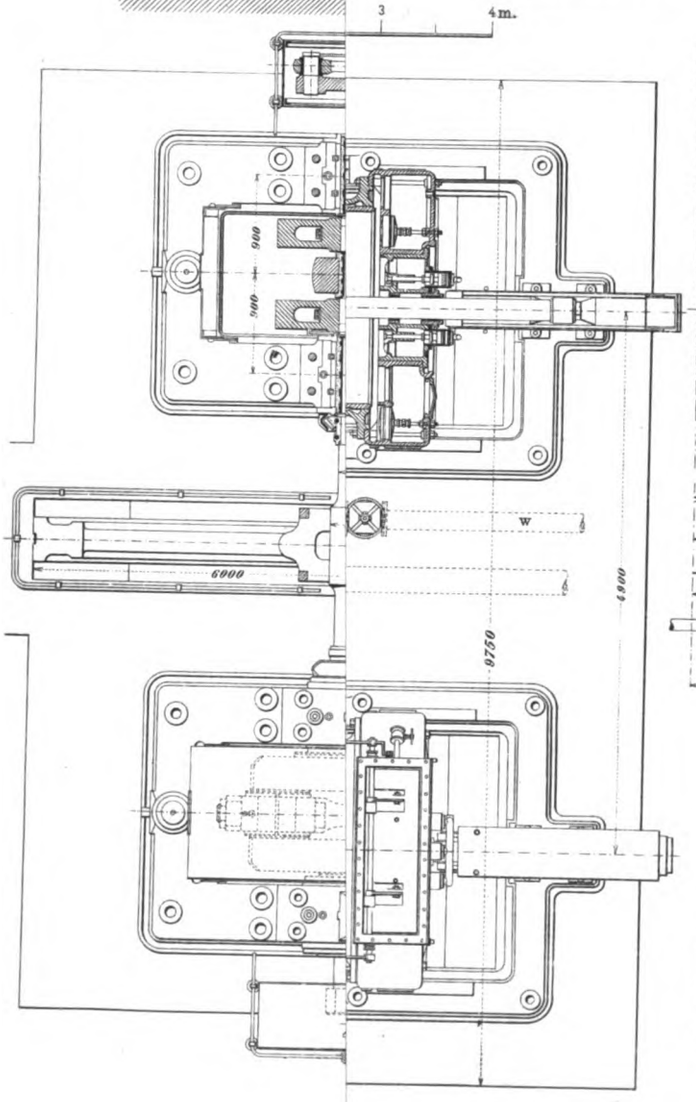
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google







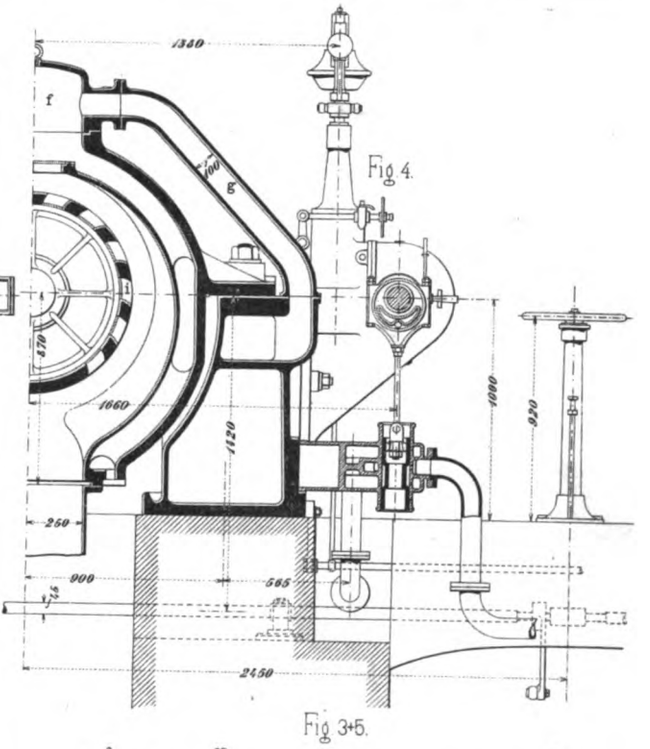
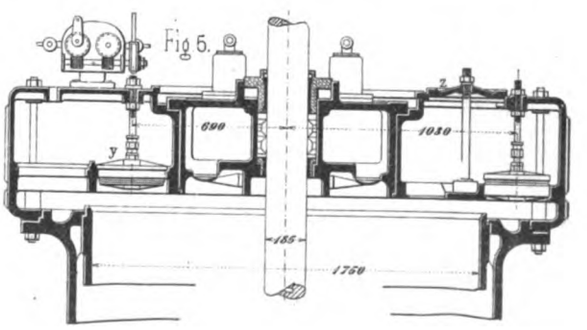


Fig. 3+5.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig 4.

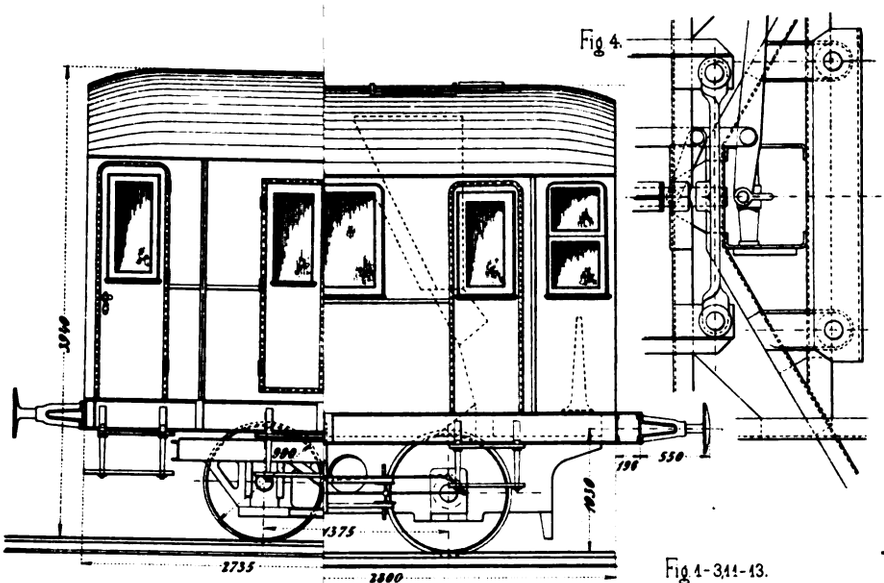


Fig 3.

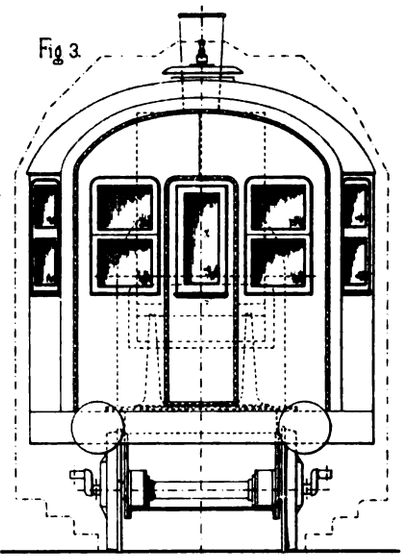


Fig 1-3, 11-13.

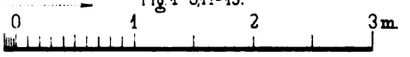


Fig 5.

Fig 11.

Fig 12.

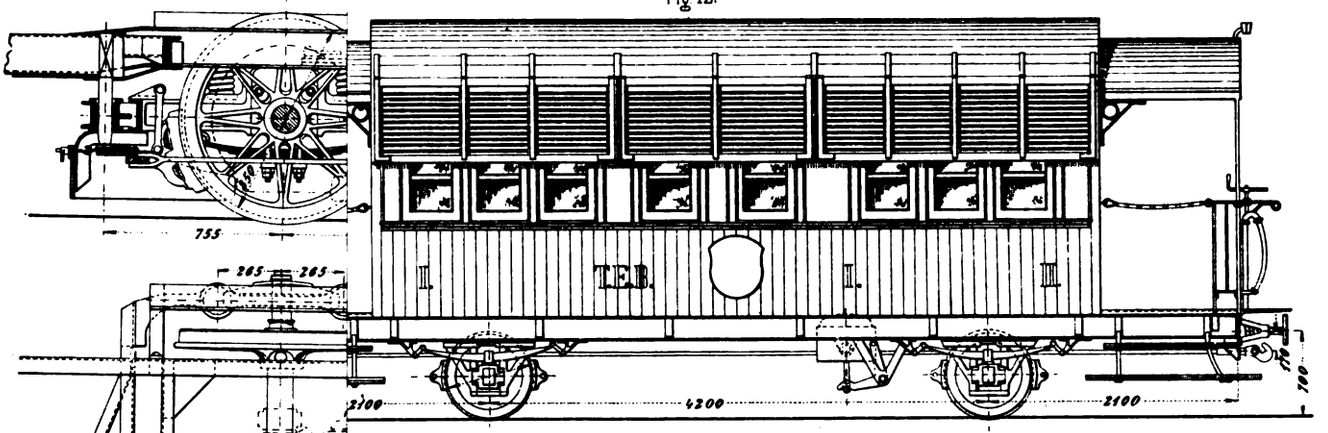
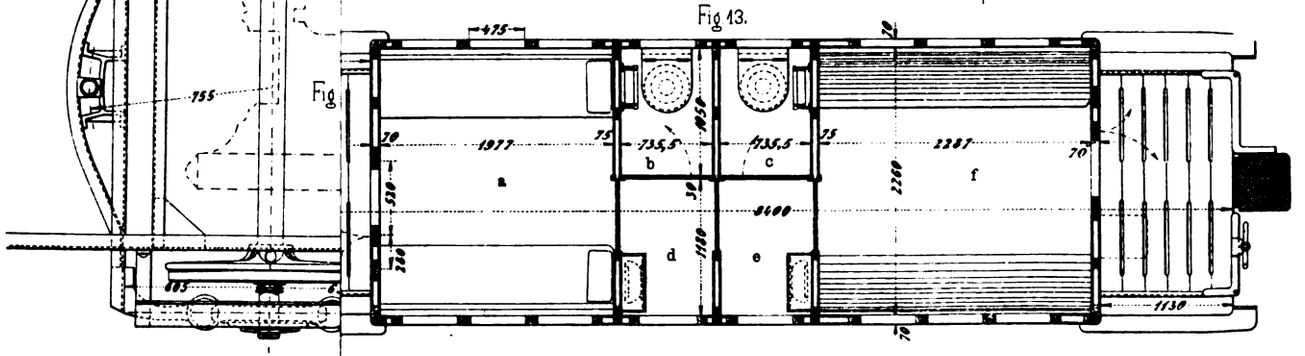
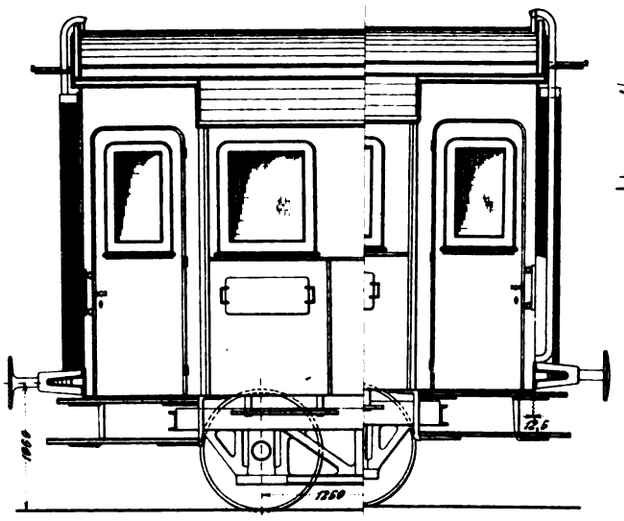


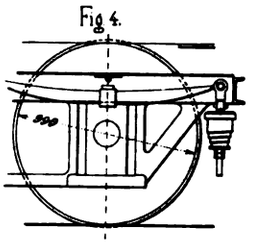
Fig 13.

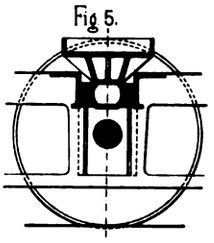


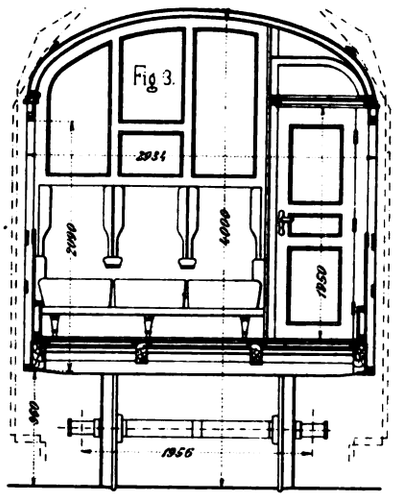
Digitized by Google

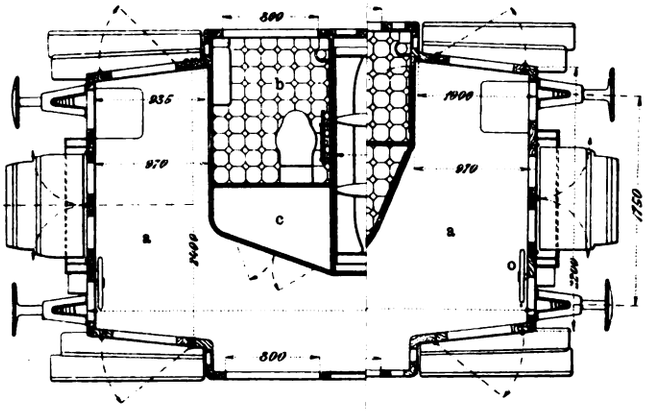
Digitized by Google

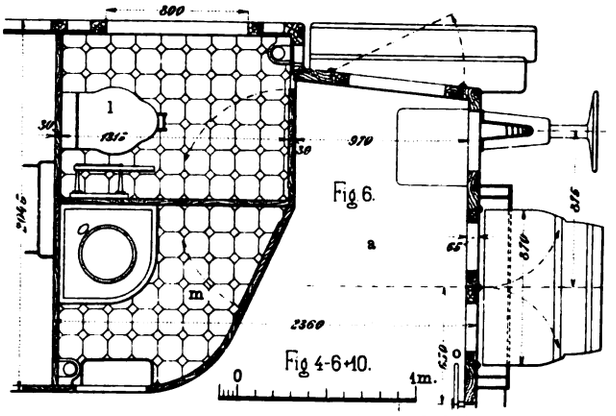


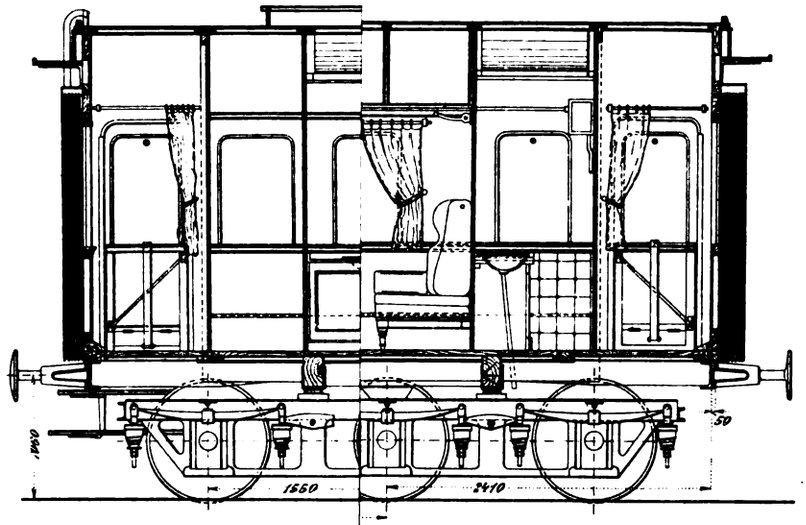


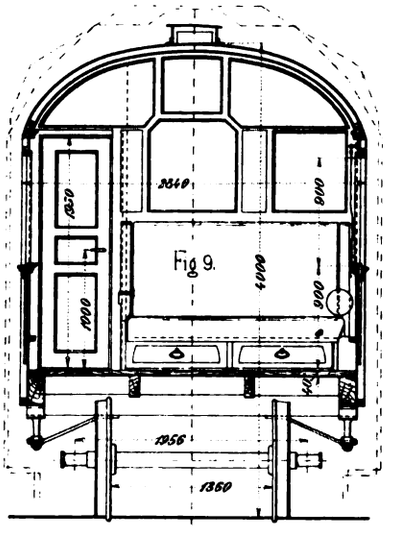


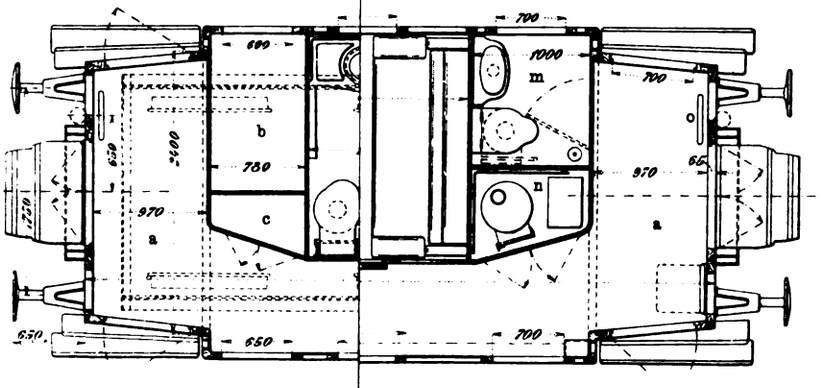


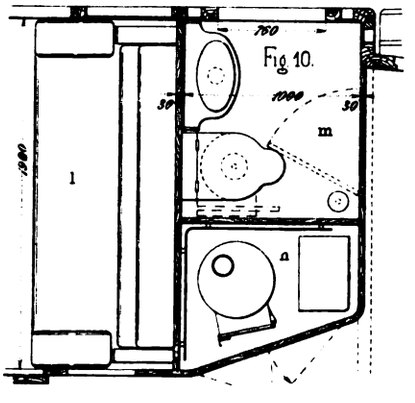






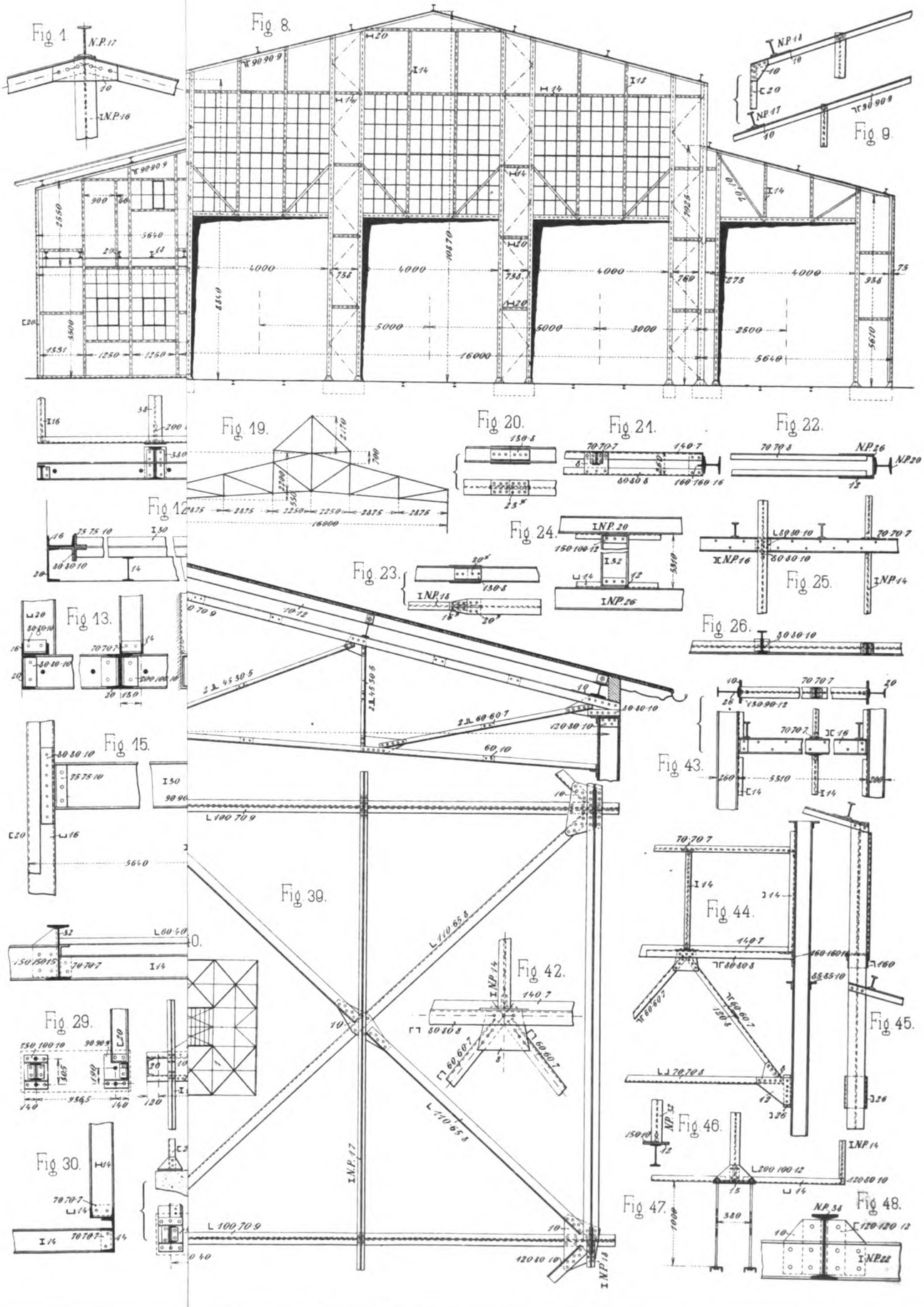






Digitized by Google

Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

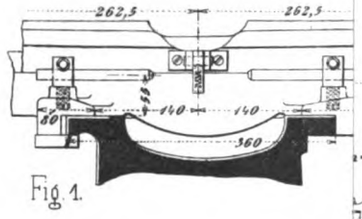
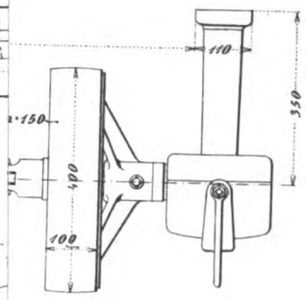
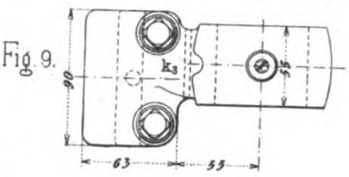
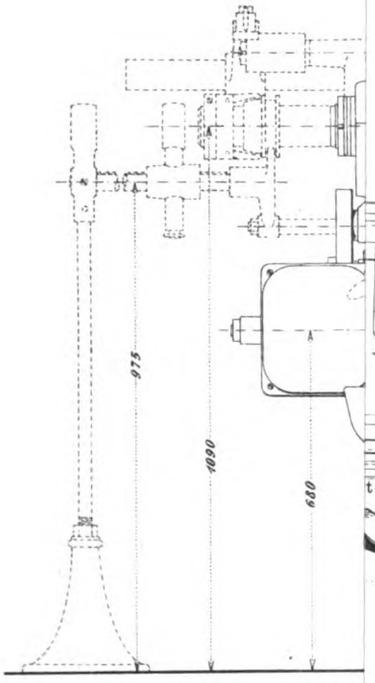
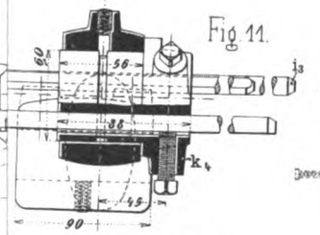


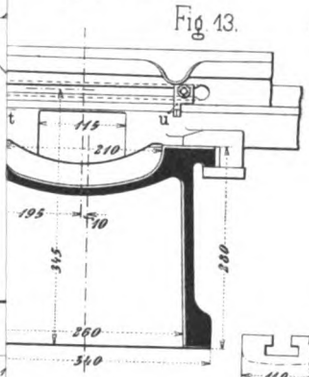
Fig. 1.











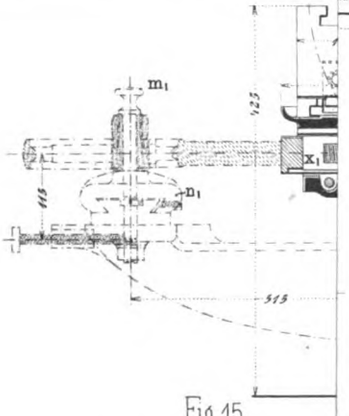
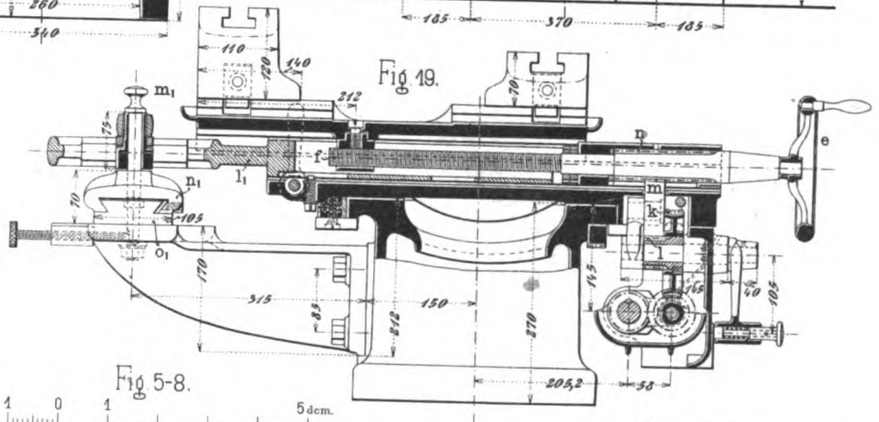
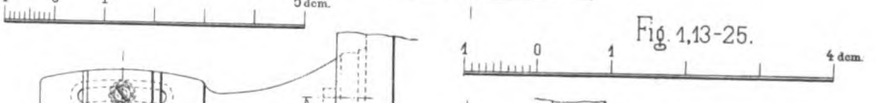
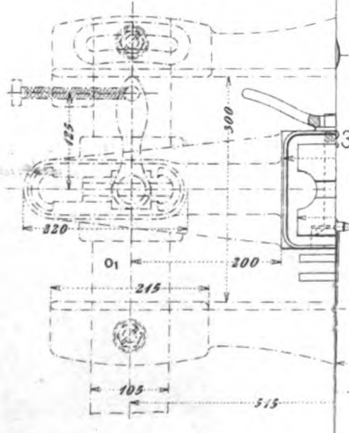


Fig. 15.







3.

Fig. 20.

Uhlands technischer Verlag, Ot

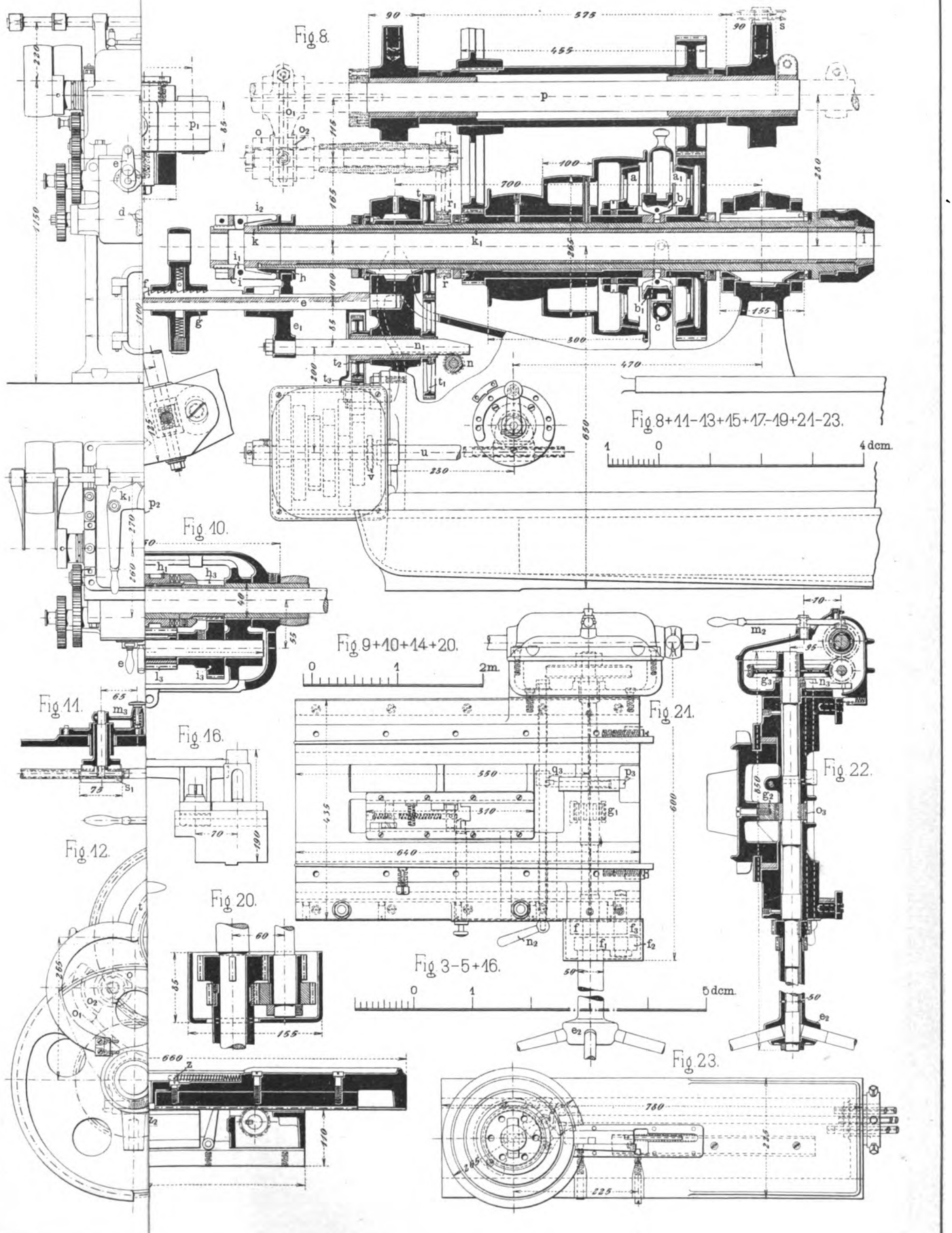
Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

haft in Berlin (Blatt II).

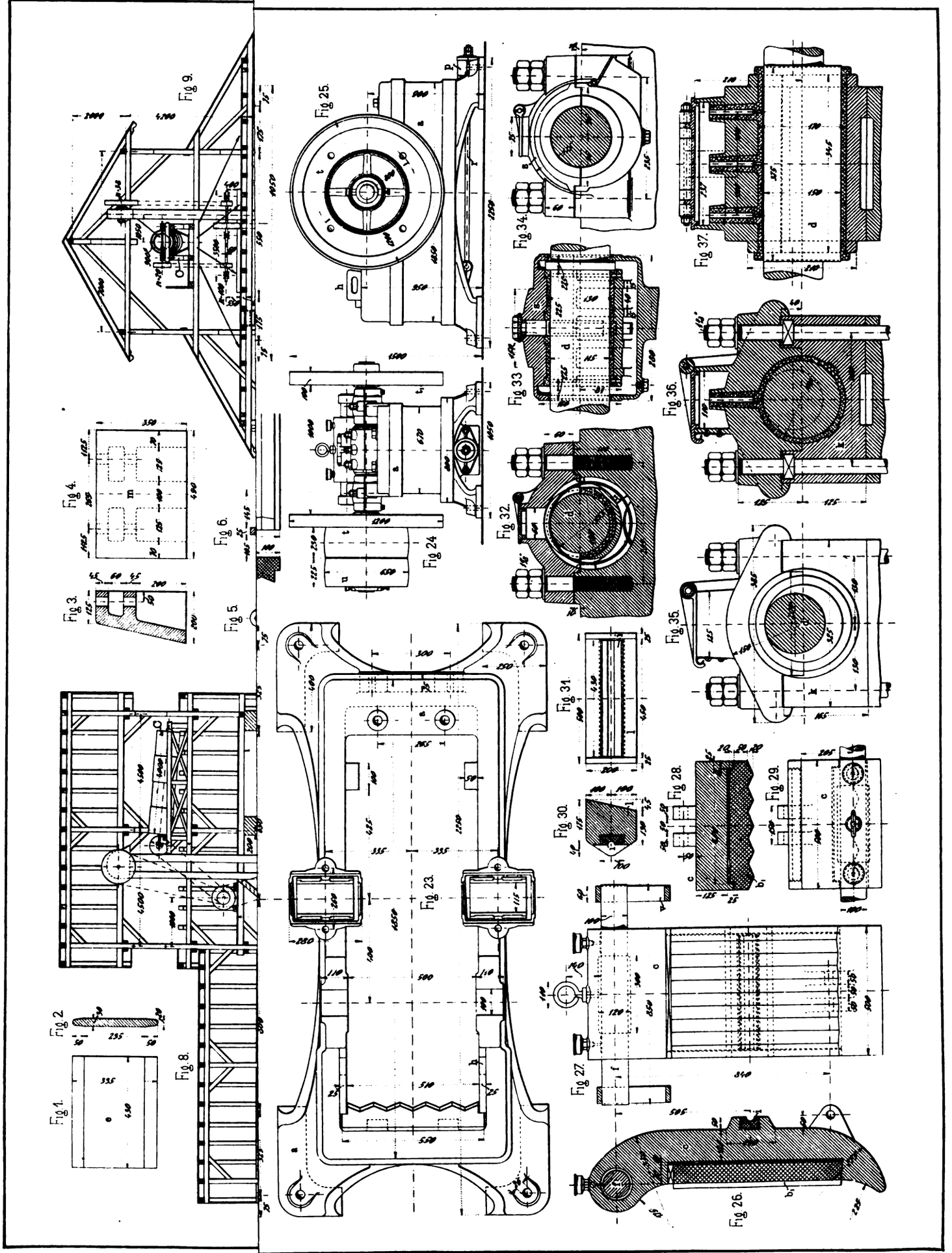
Der praktische n Bredbury.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

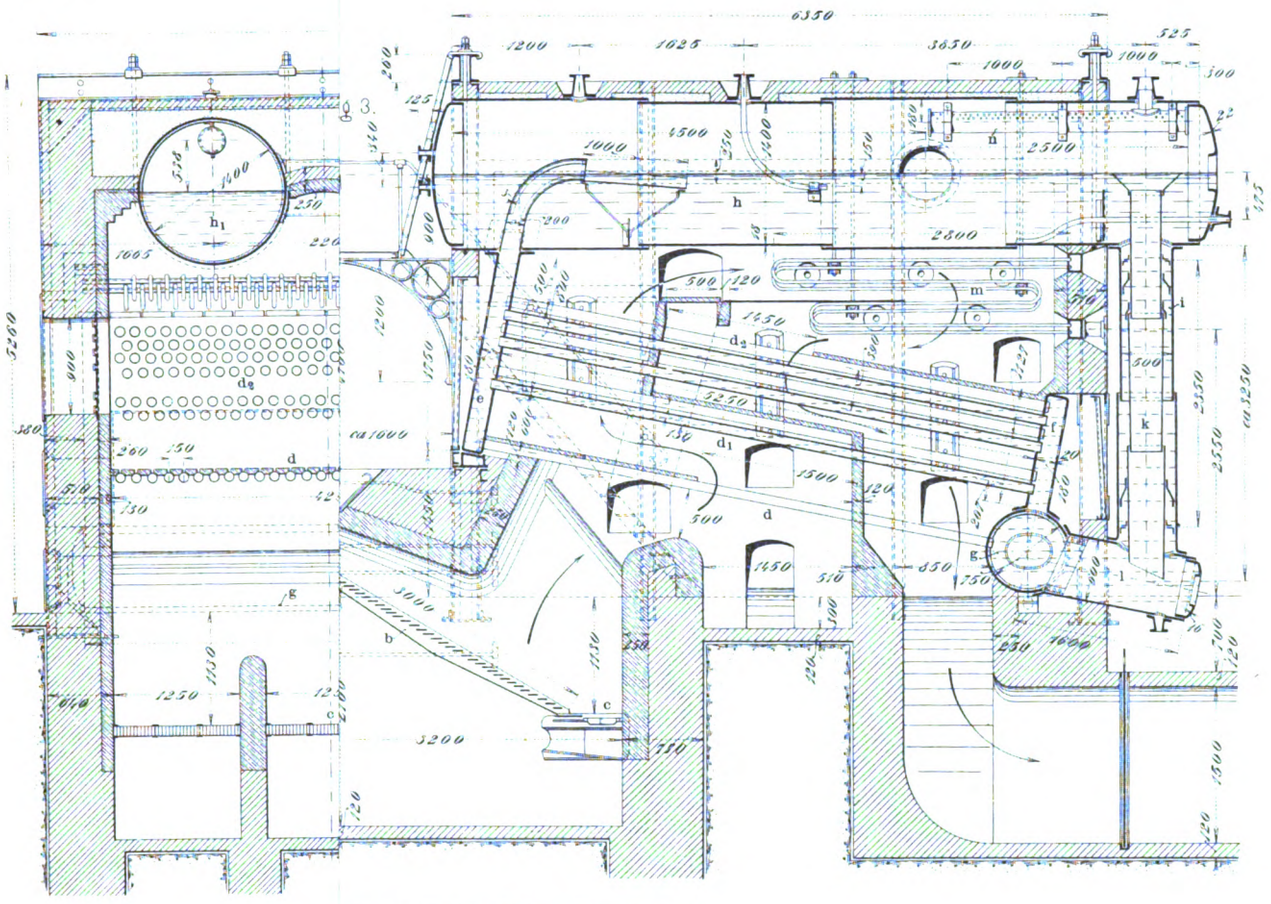


Fig. 6.

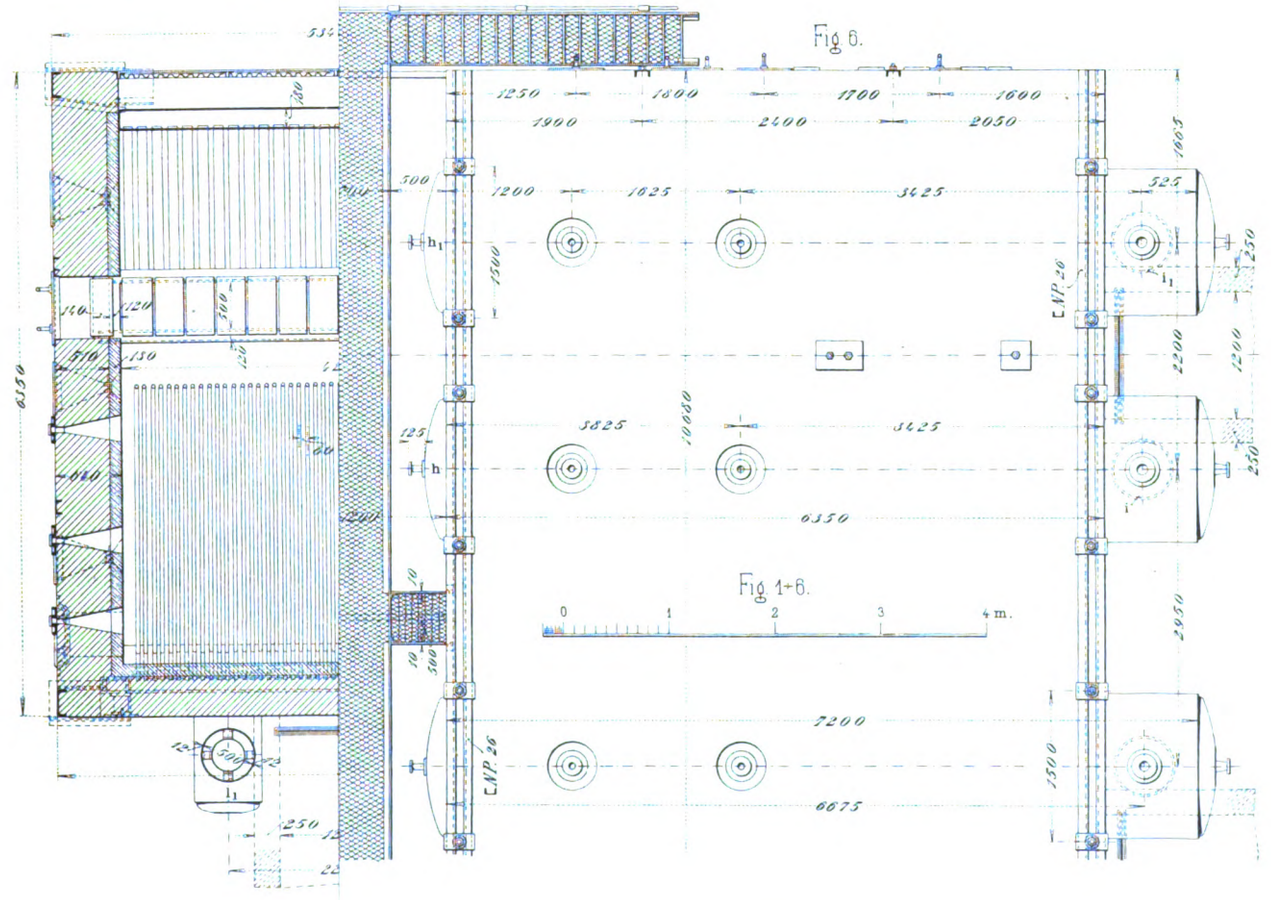


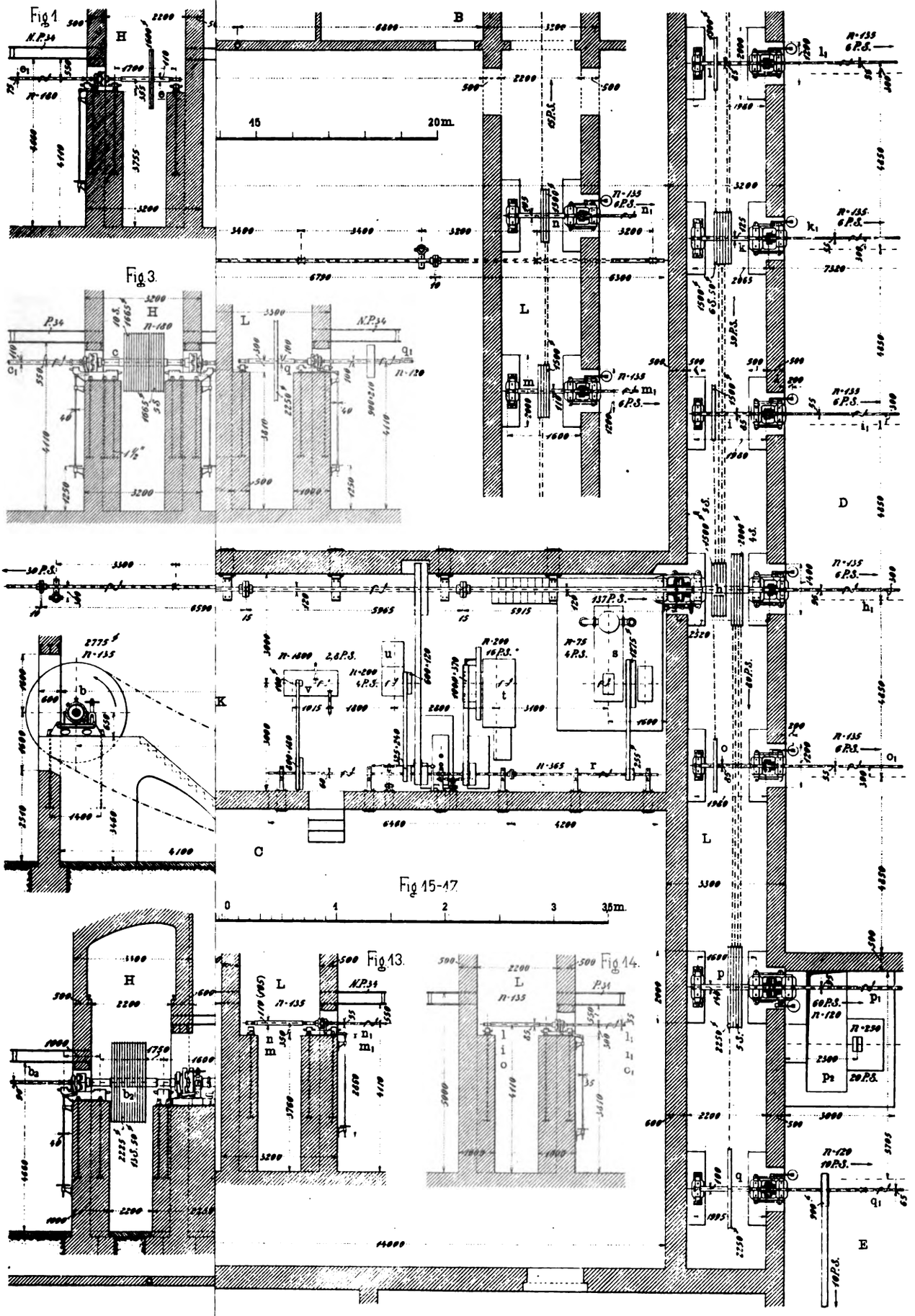
Fig. 1–6.

Uhlands technischer Verlag.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

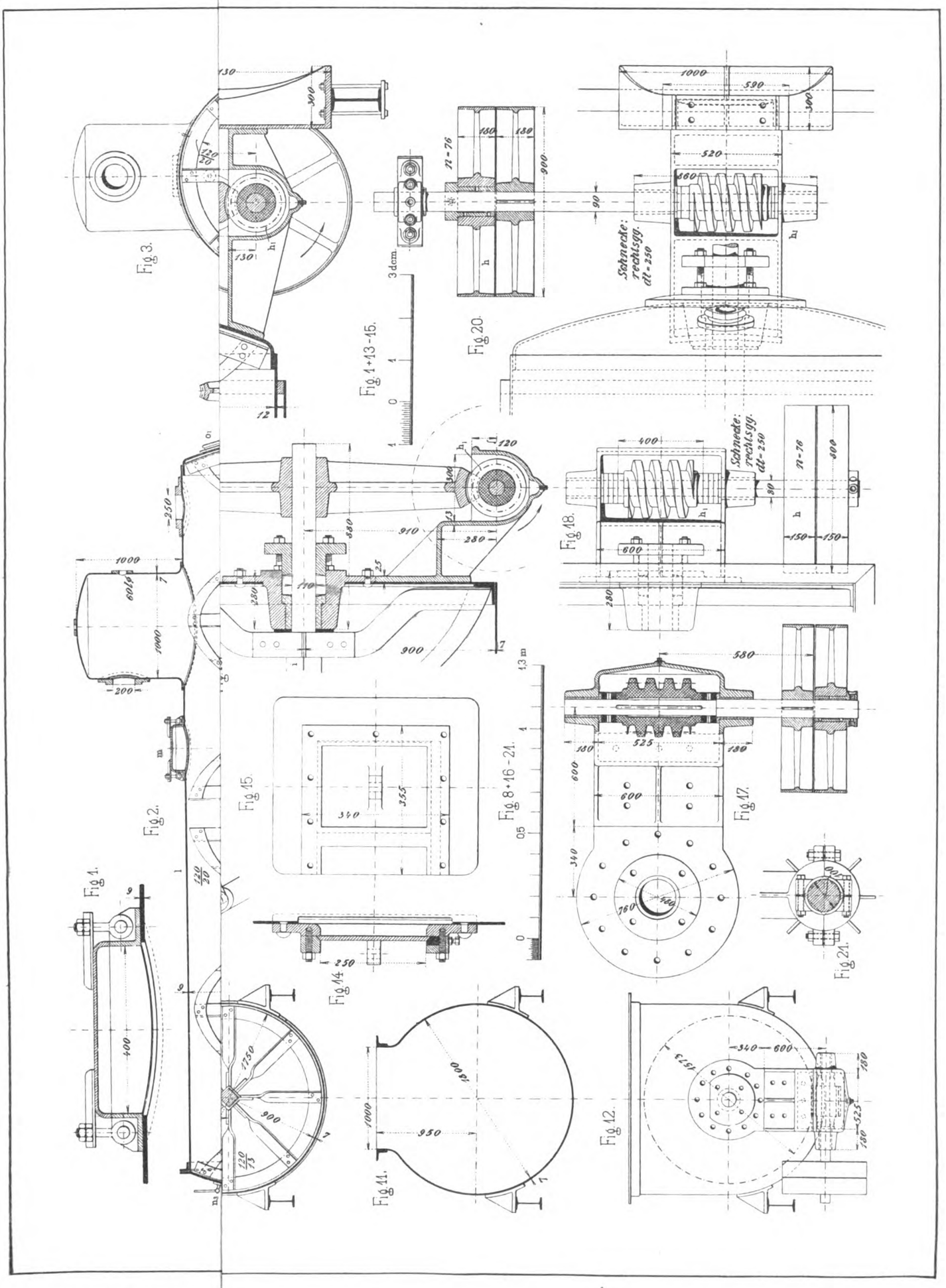
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

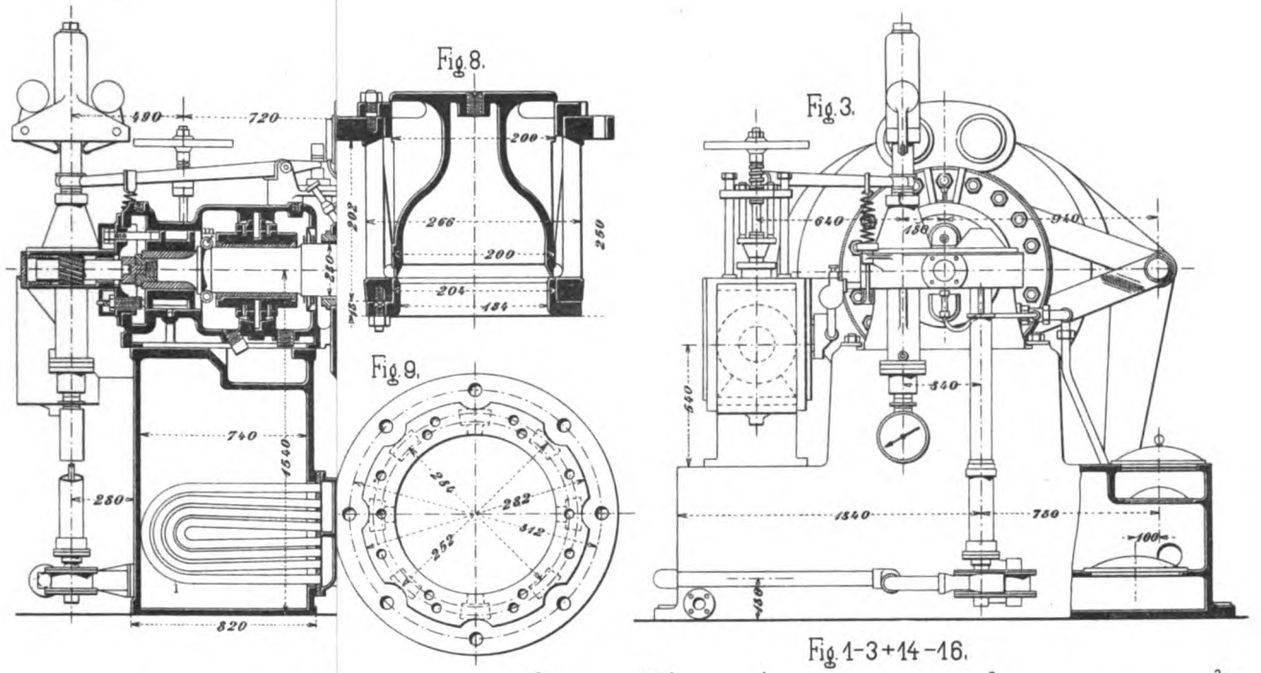
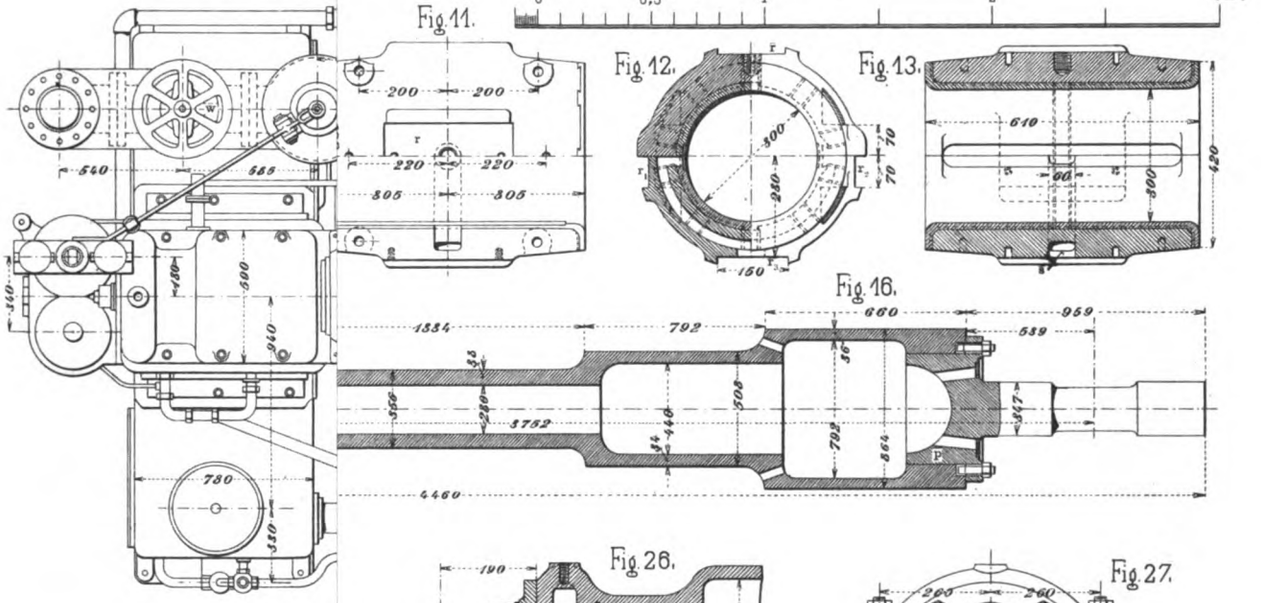
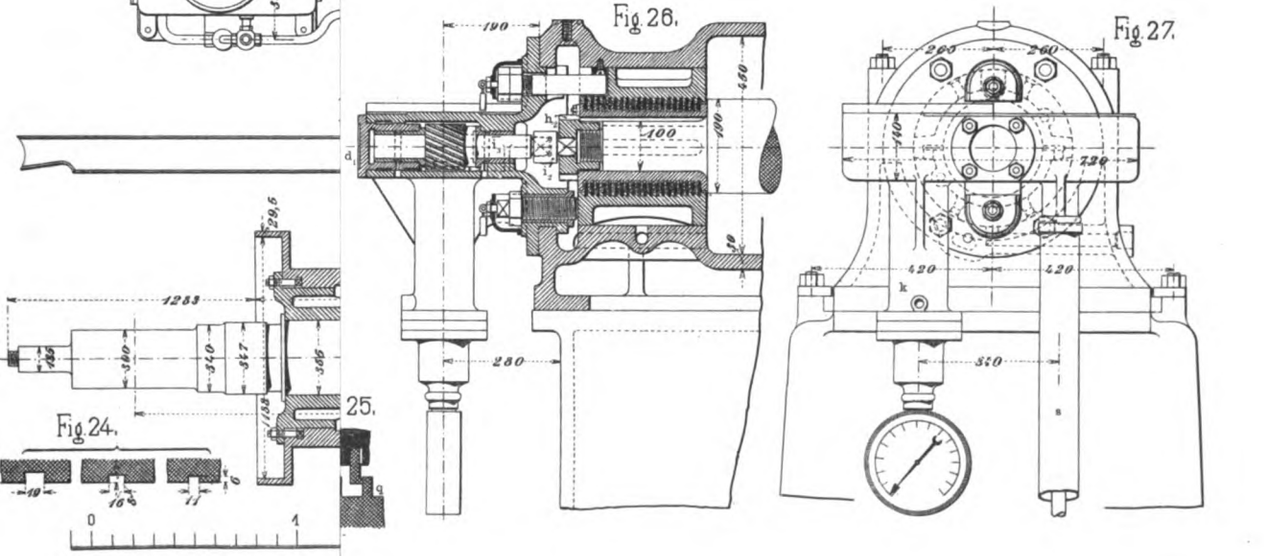


Fig. 1-3+14-16.

0 0,5 1 2 3 m.

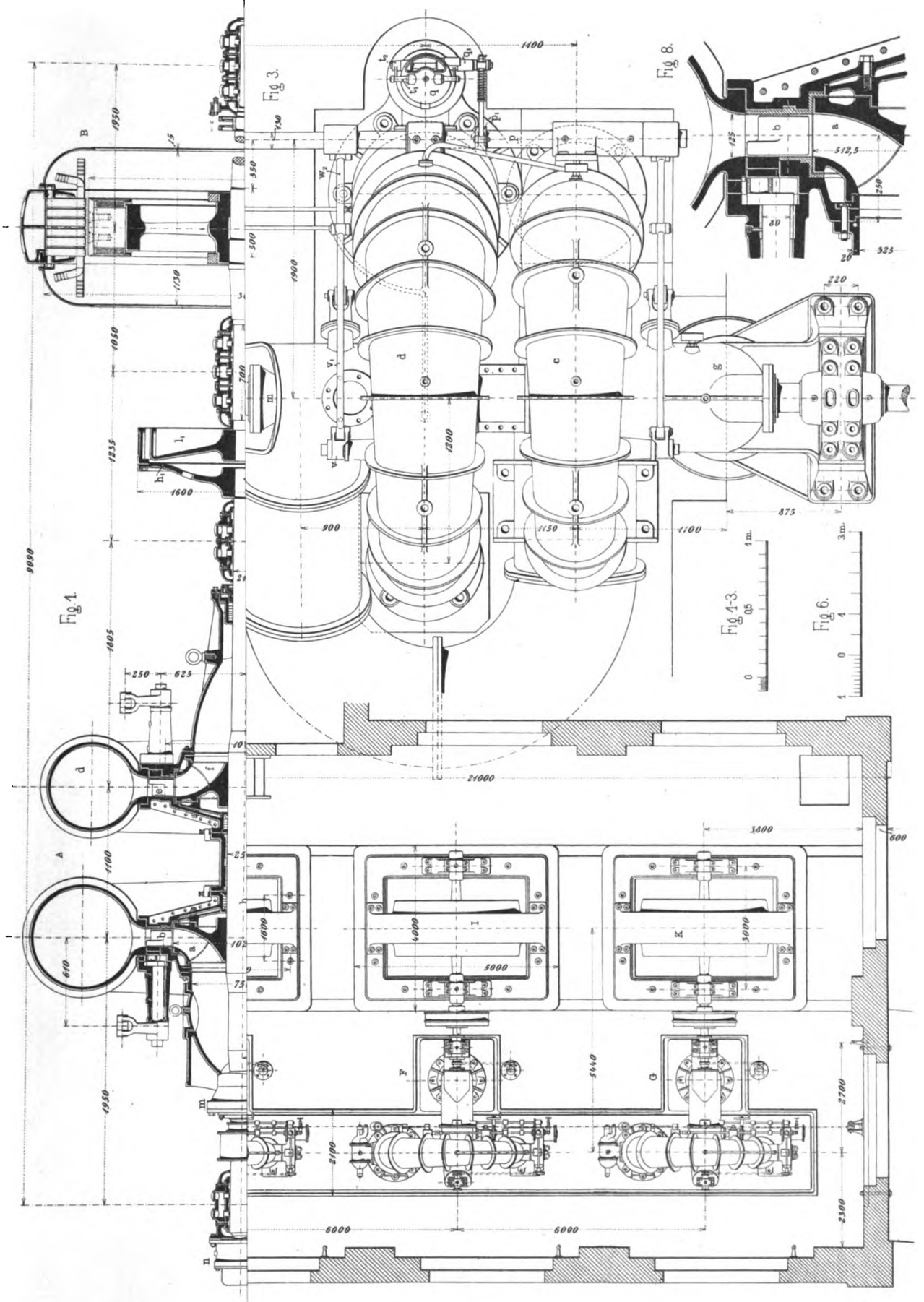




Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

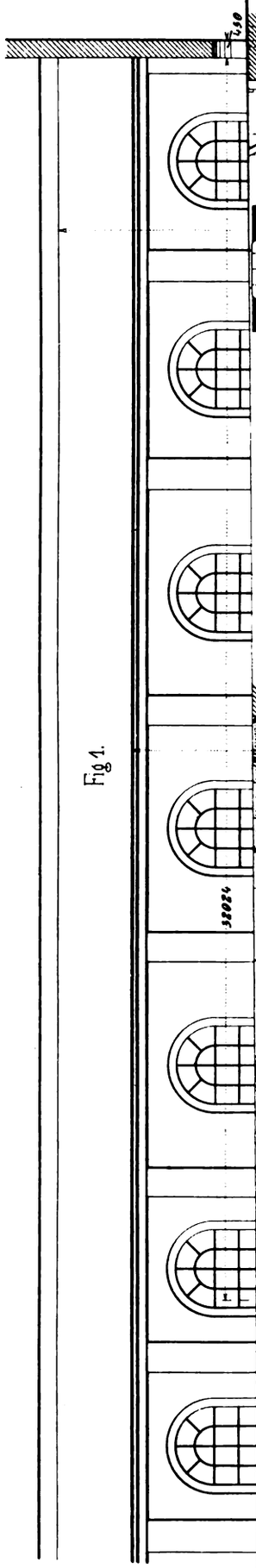


Fig. 1.

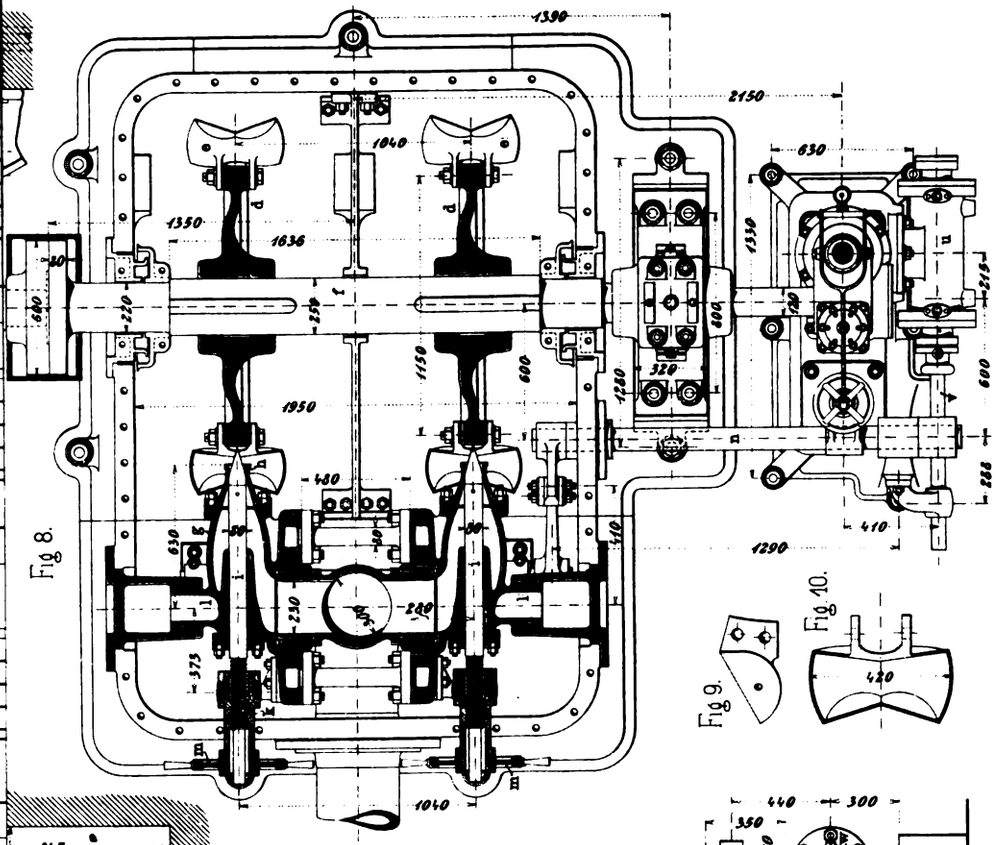


Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

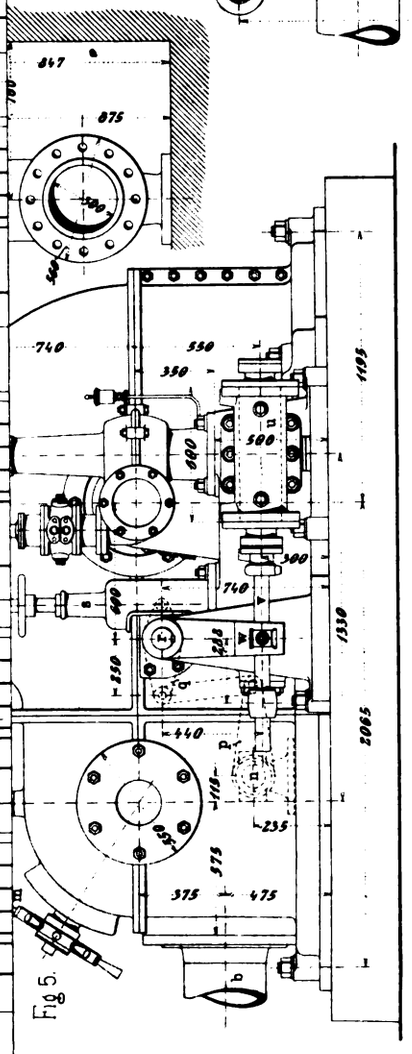


Fig. 5.

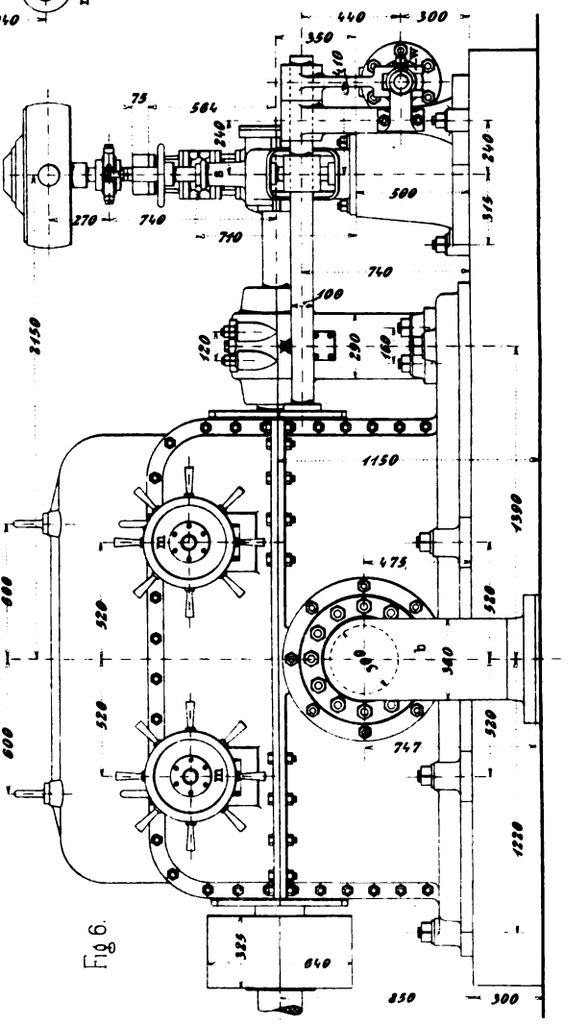


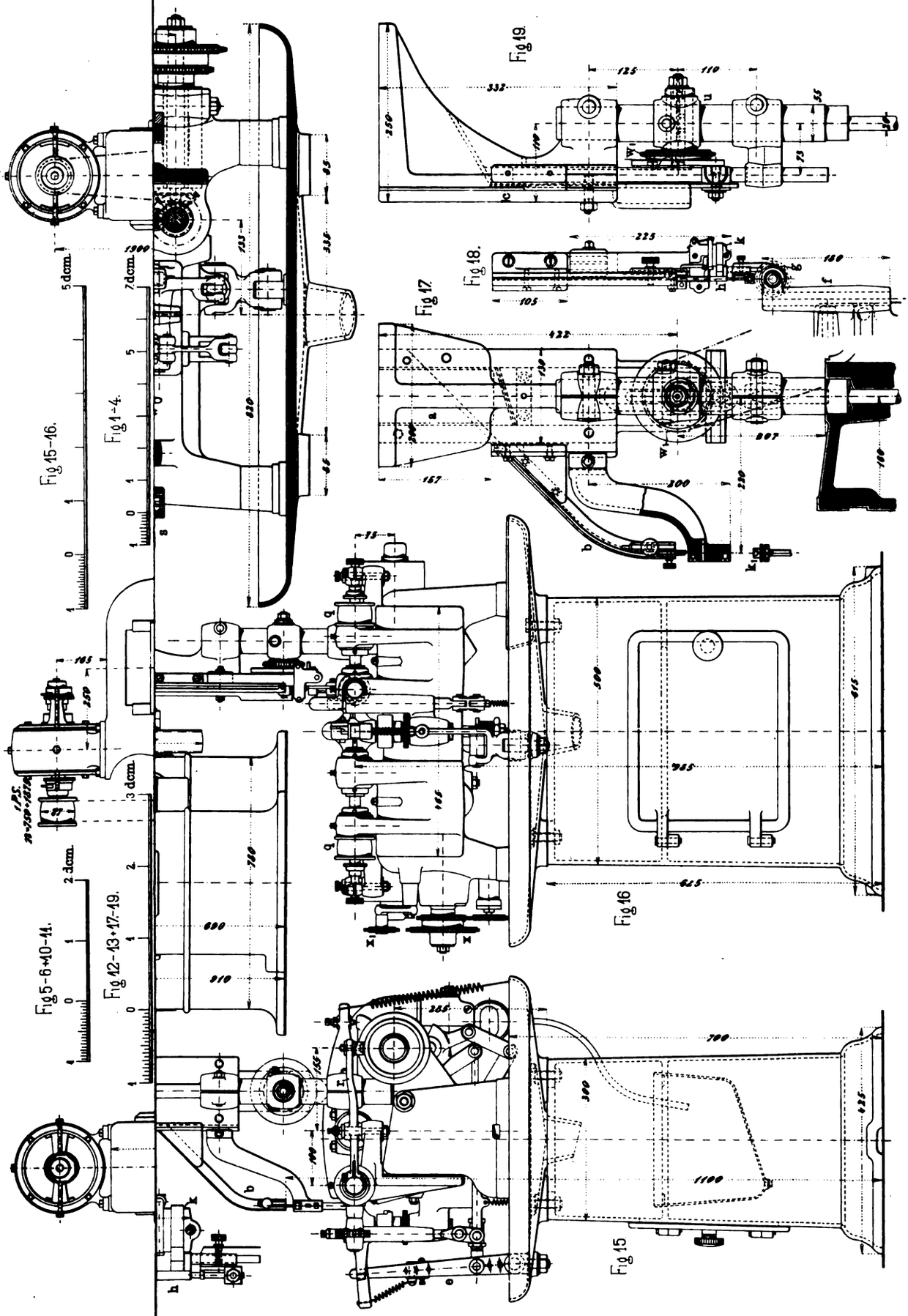
Fig. 6.

Digitized by Google

Digitized by Google

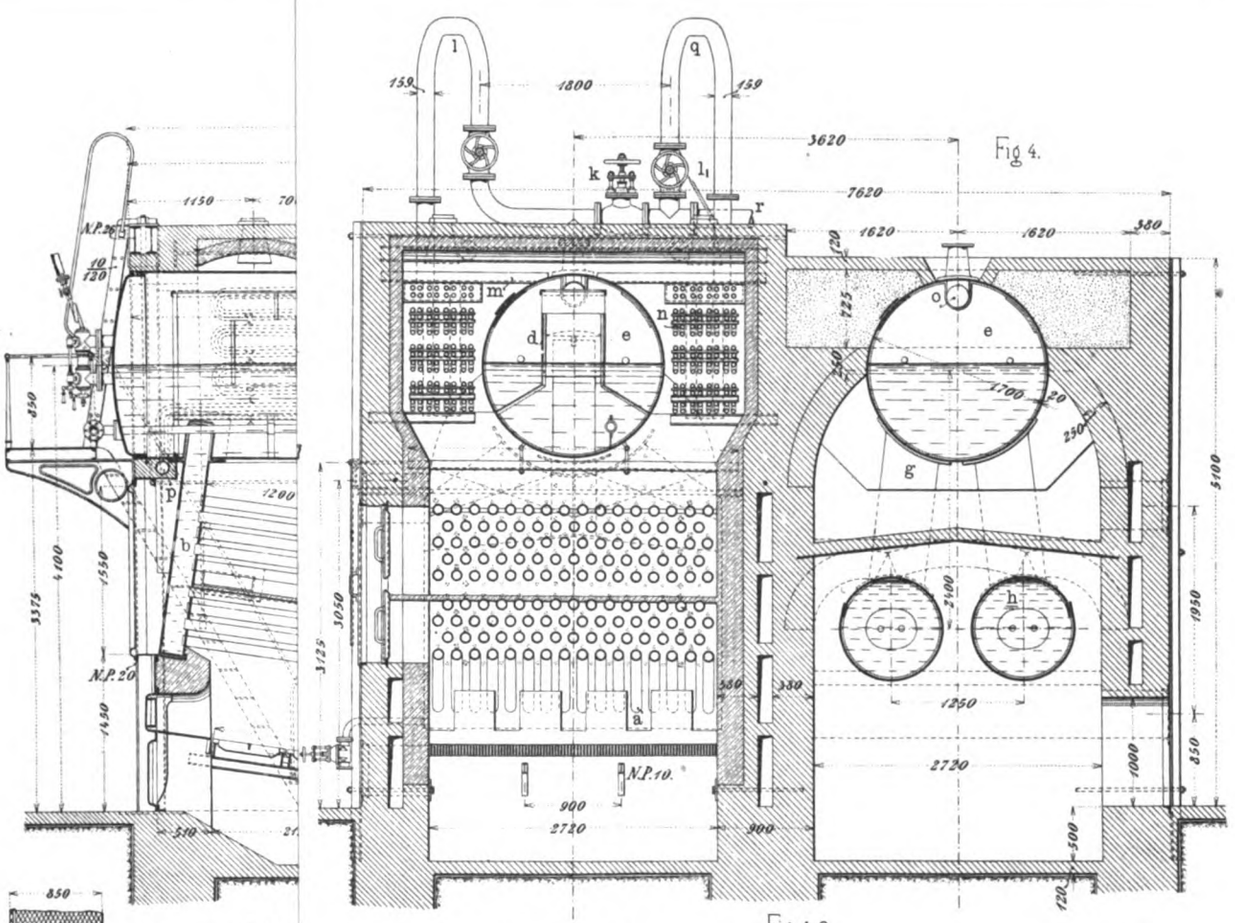
omp. in Cincinnati.

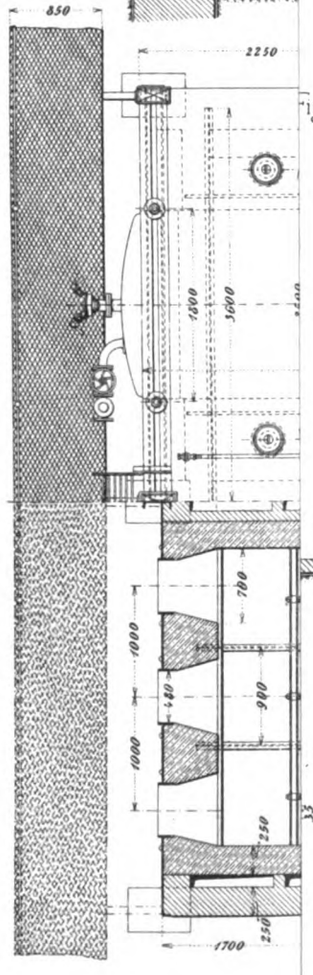
n Manchester.

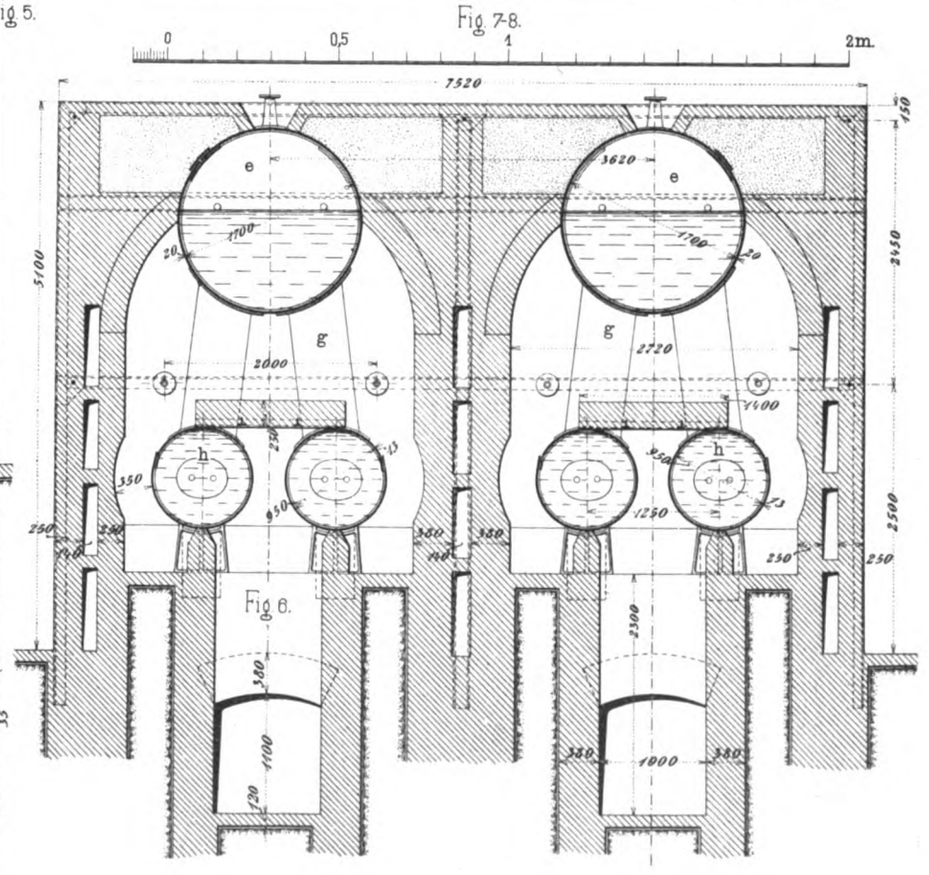


Digitized by Google

Digitized by Google



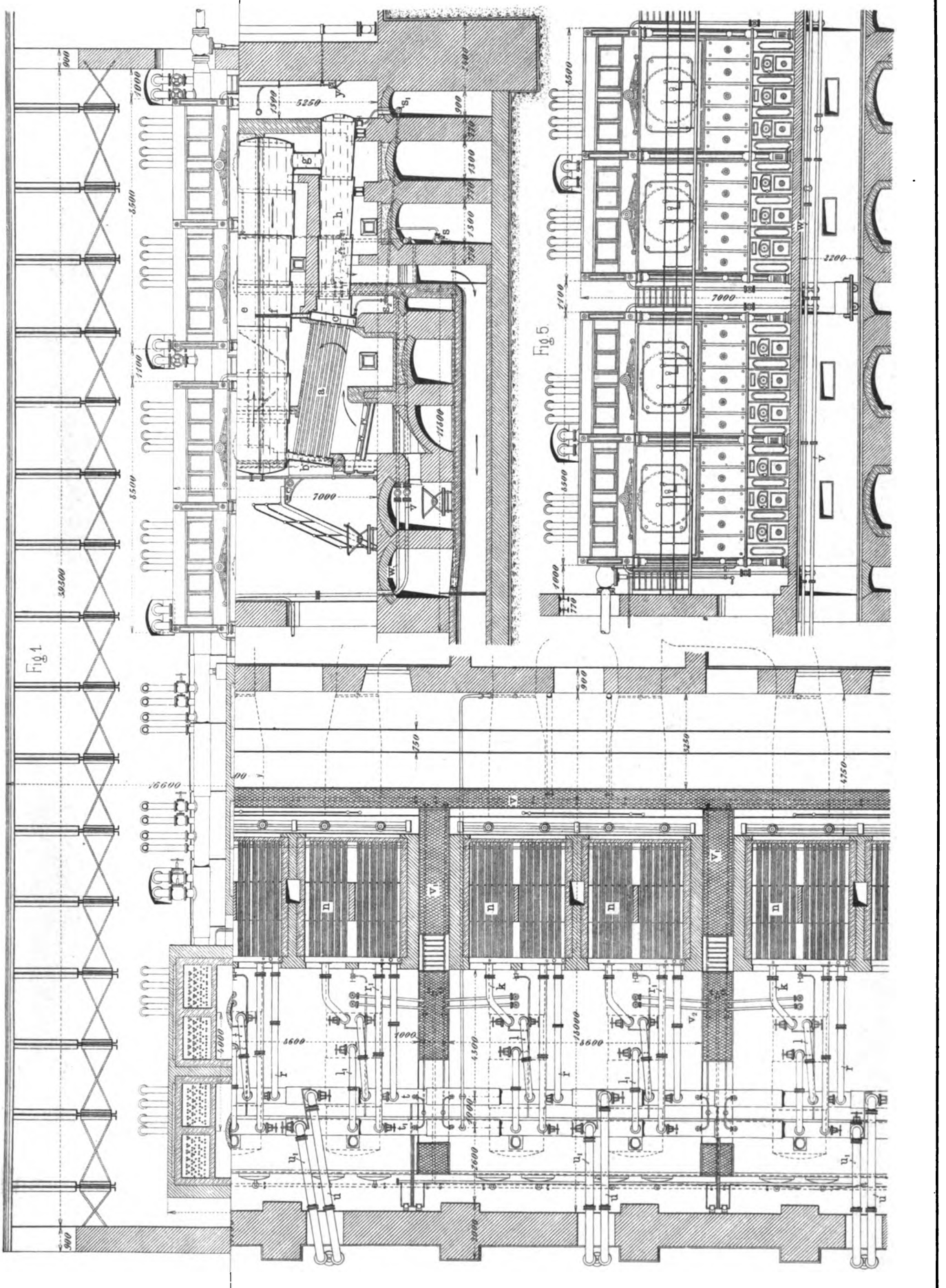




Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

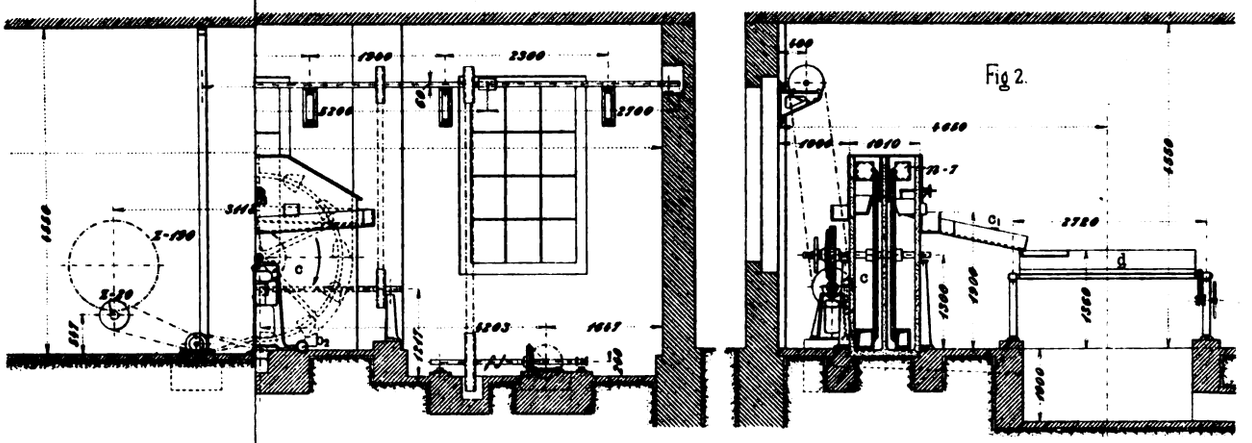


Fig 2.

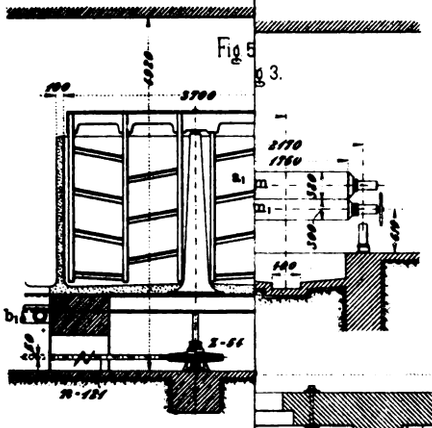


Fig 5

g 3.

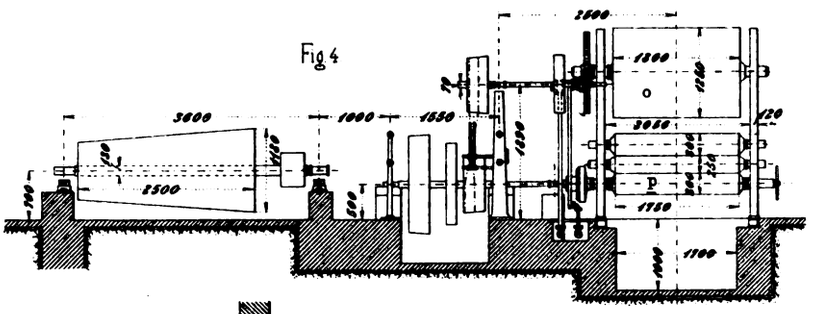
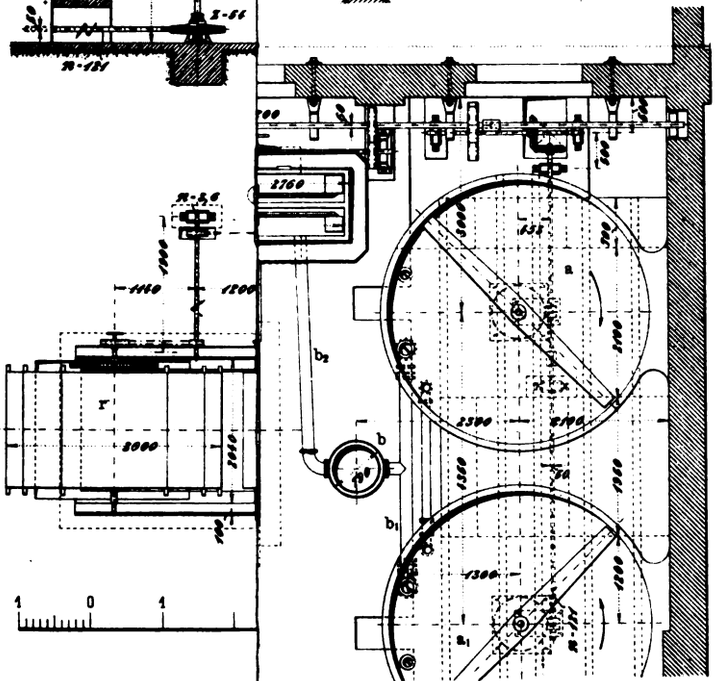


Fig 4



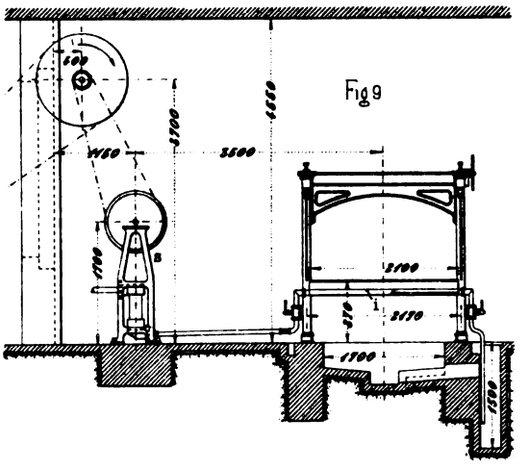


Fig 9

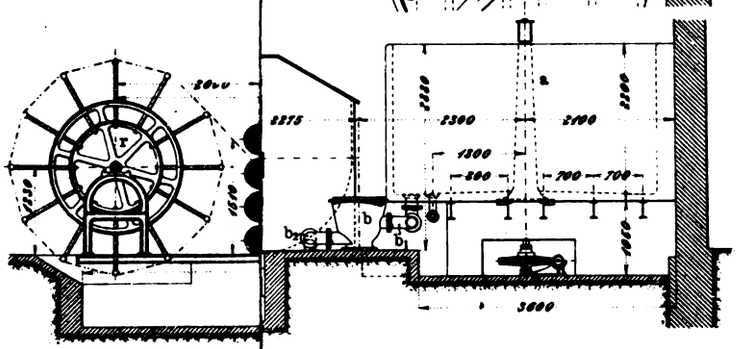
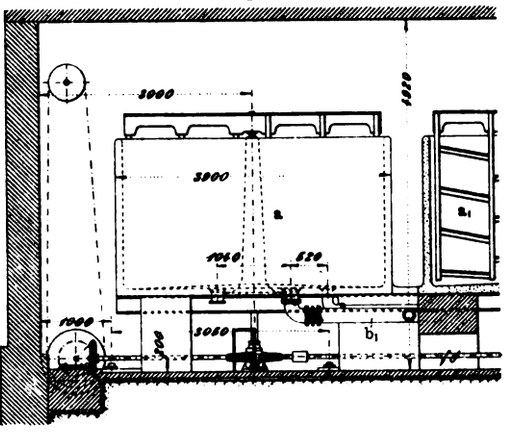
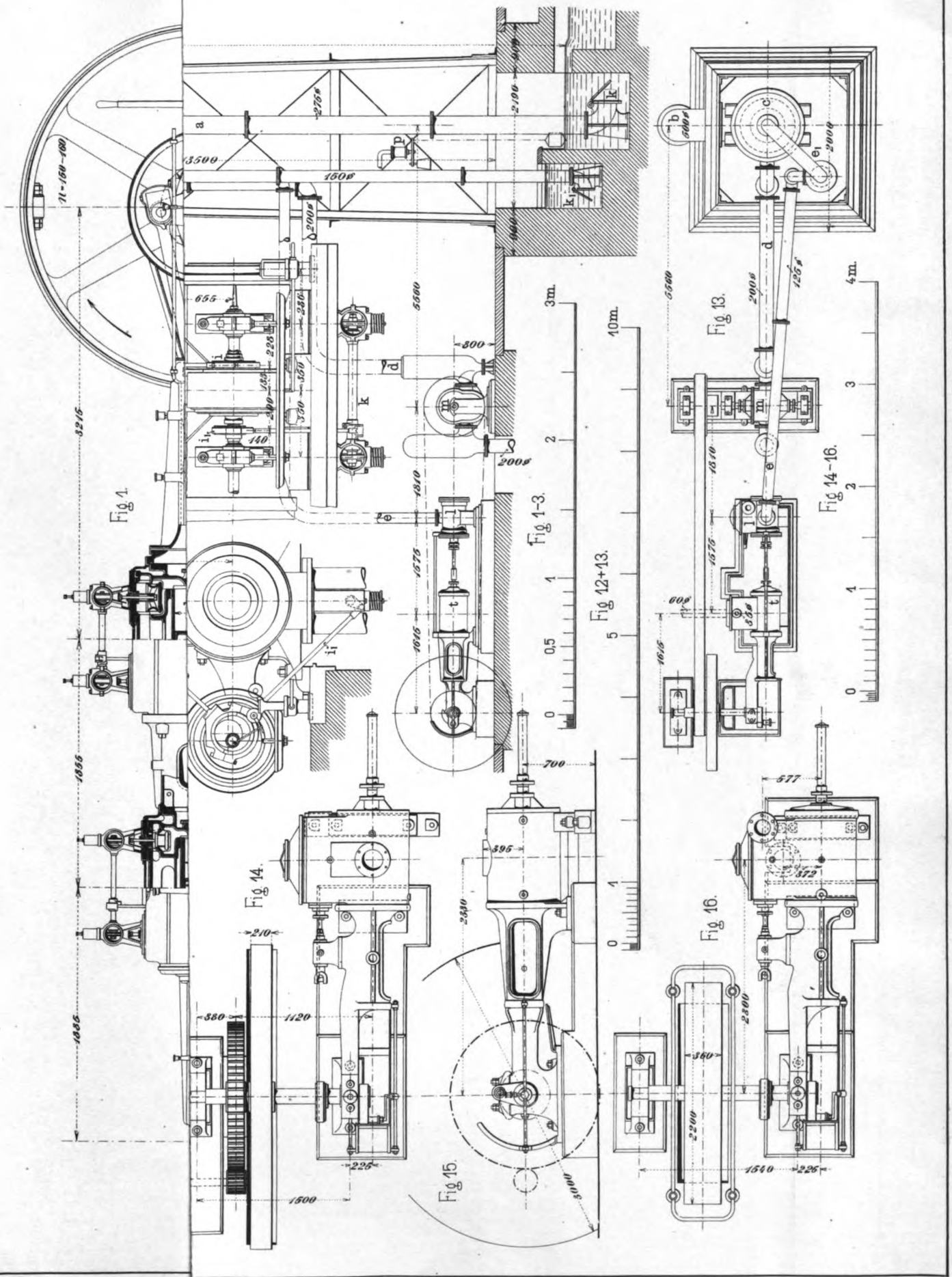


Fig 10.



Digitized by Google

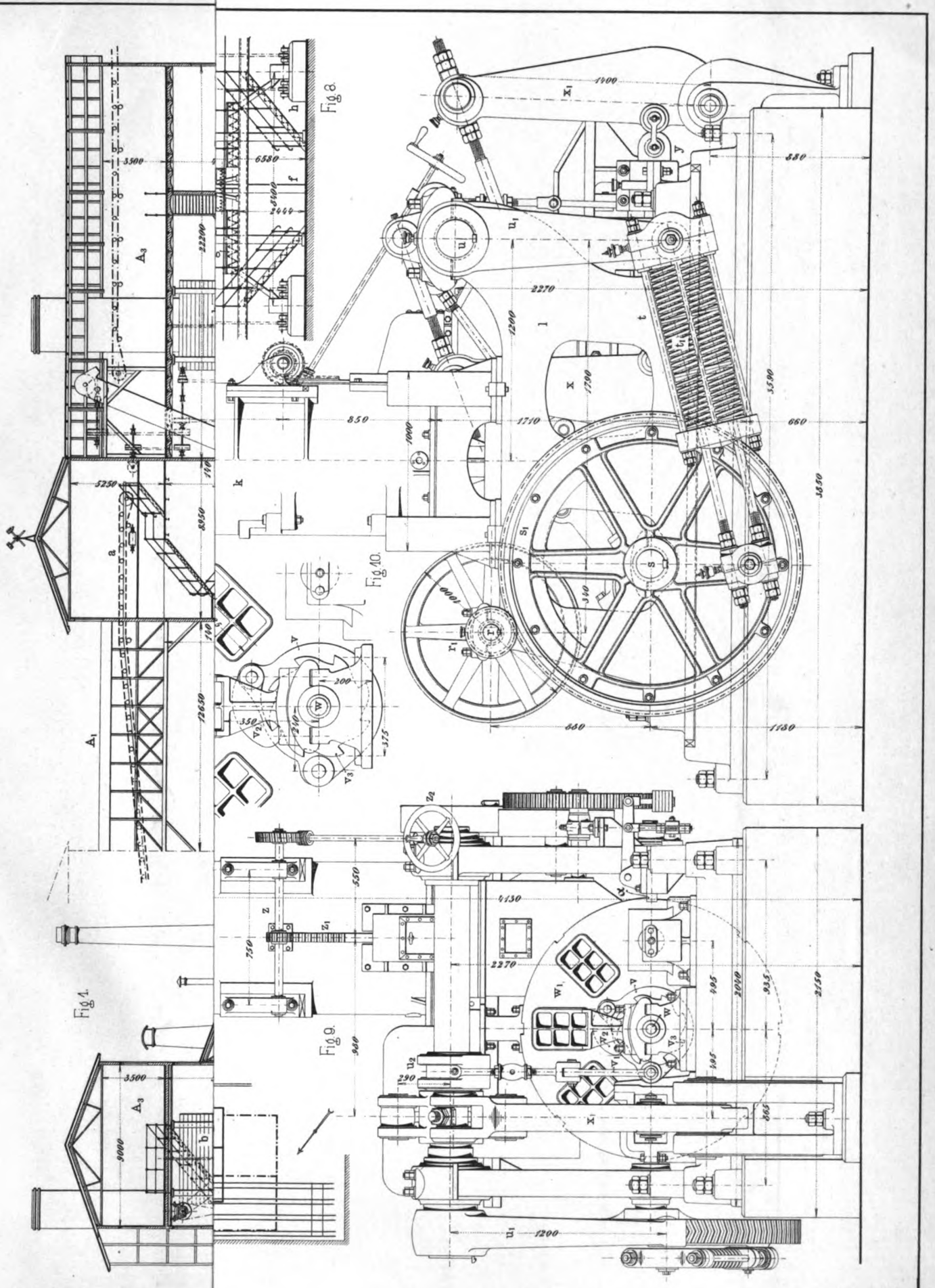
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Uhlands technischer Verlag

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

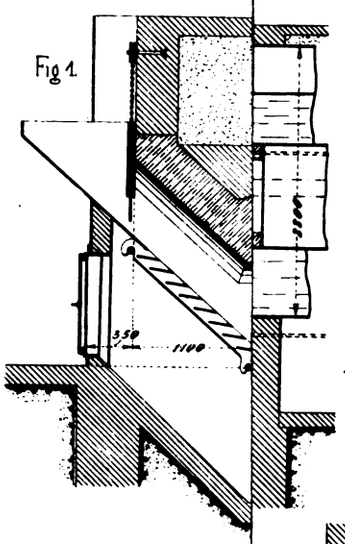


Fig 1.

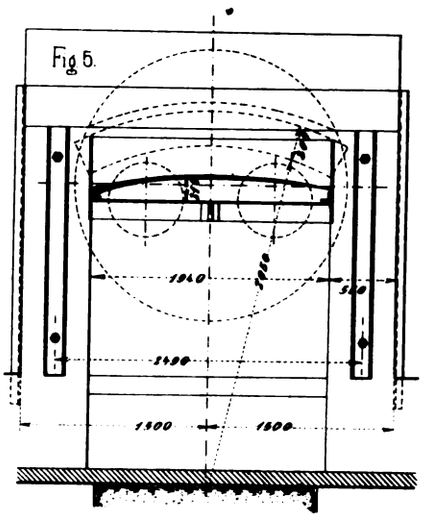


Fig 5.

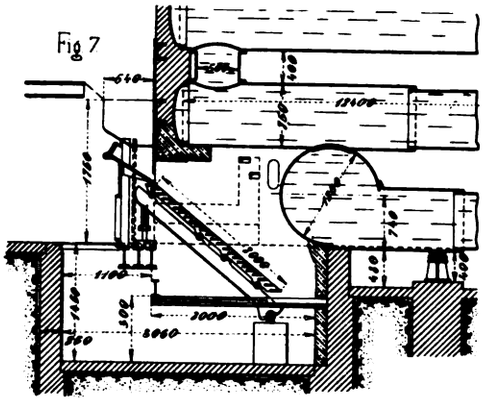


Fig 7

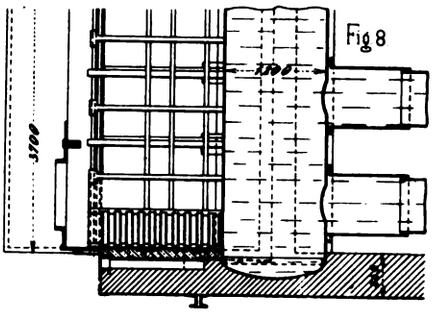


Fig 8

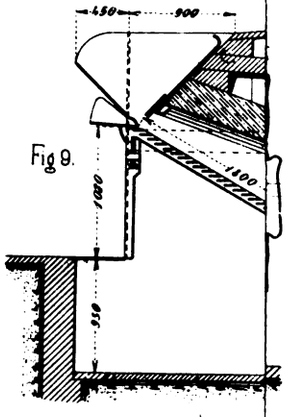


Fig 9.

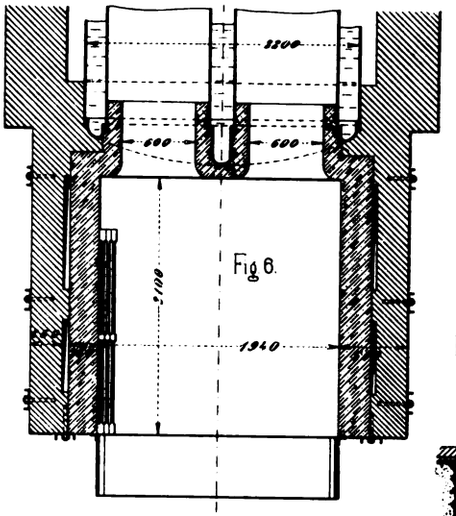


Fig 6.

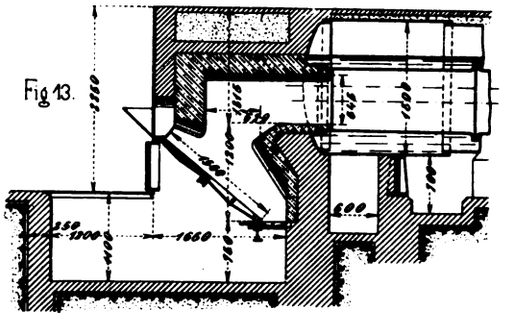
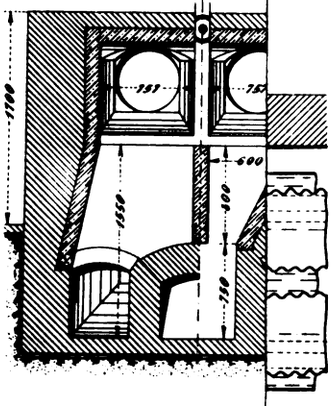


Fig 13.



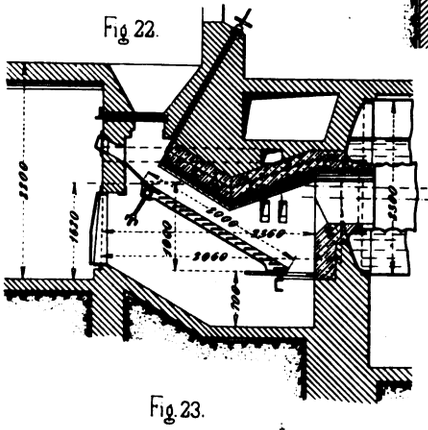


Fig 22.

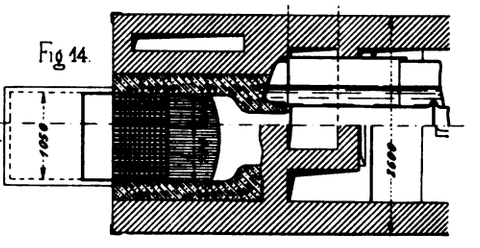
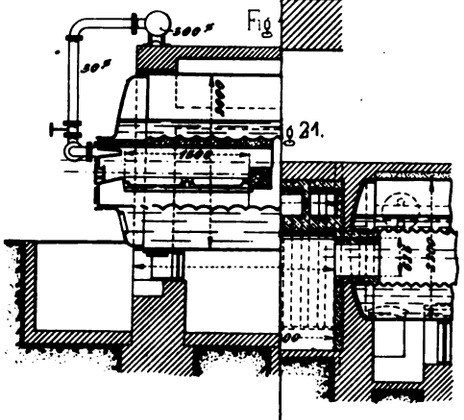


Fig 14.



Fig

g 21.

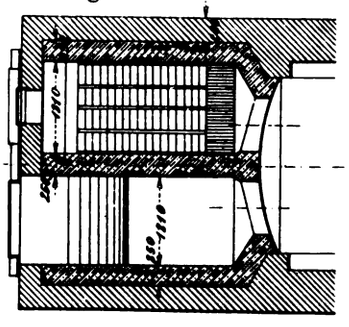


Fig 23.

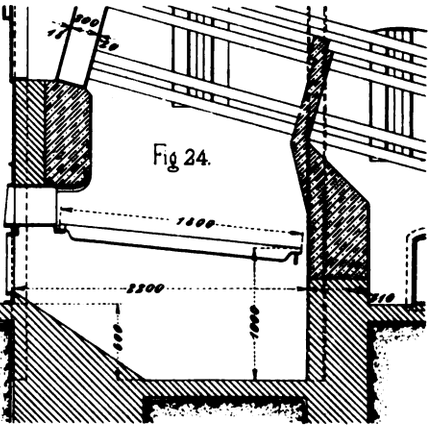


Fig 24.

Digitized by Google

Digitized by Google

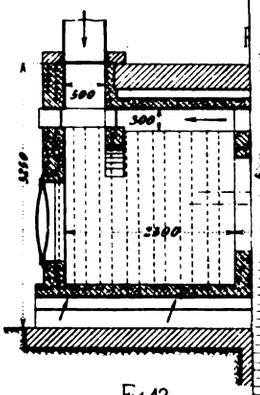
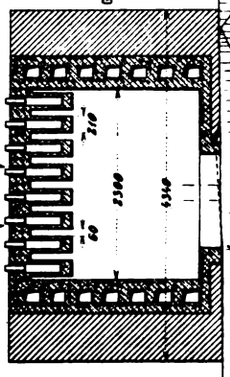
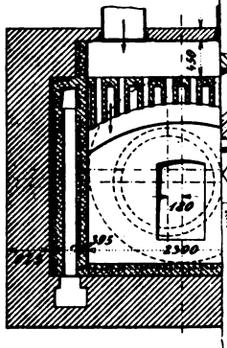
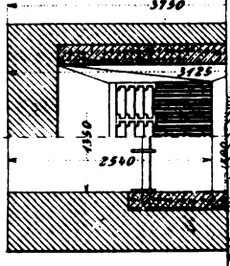
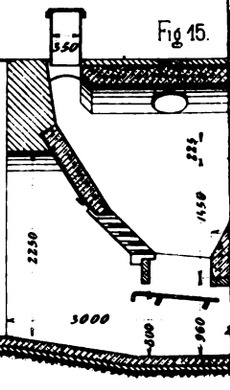


Fig 12.









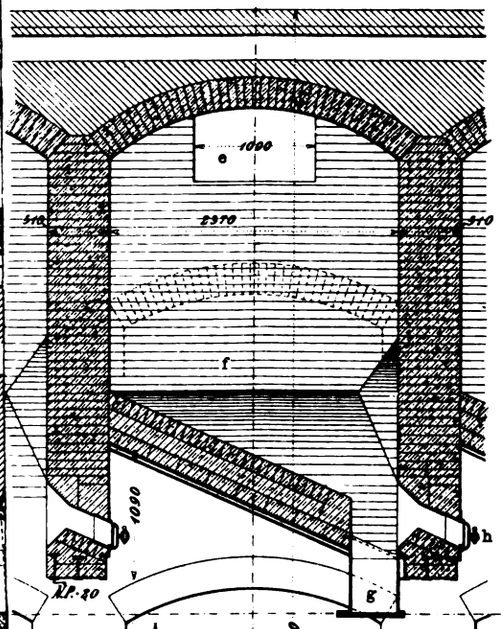
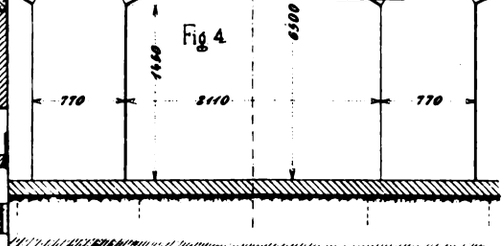


Fig 4.



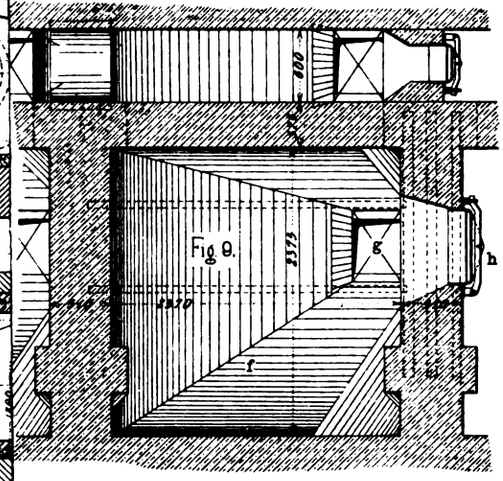


Fig 9.

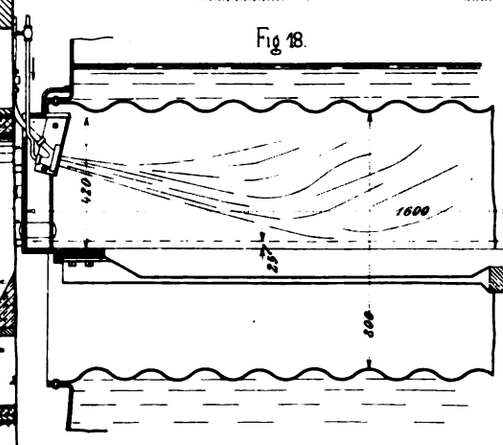


Fig 18.

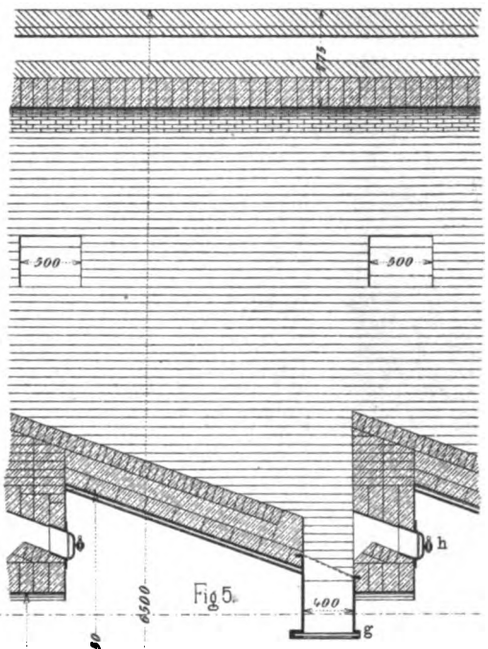
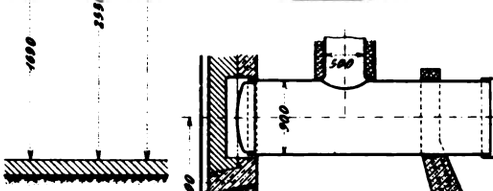


Fig 5.



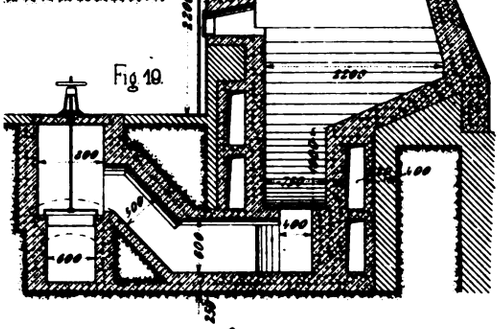


Fig 19.

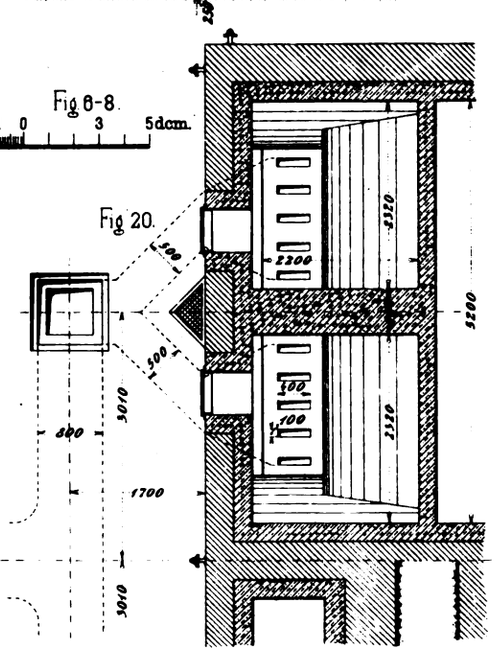


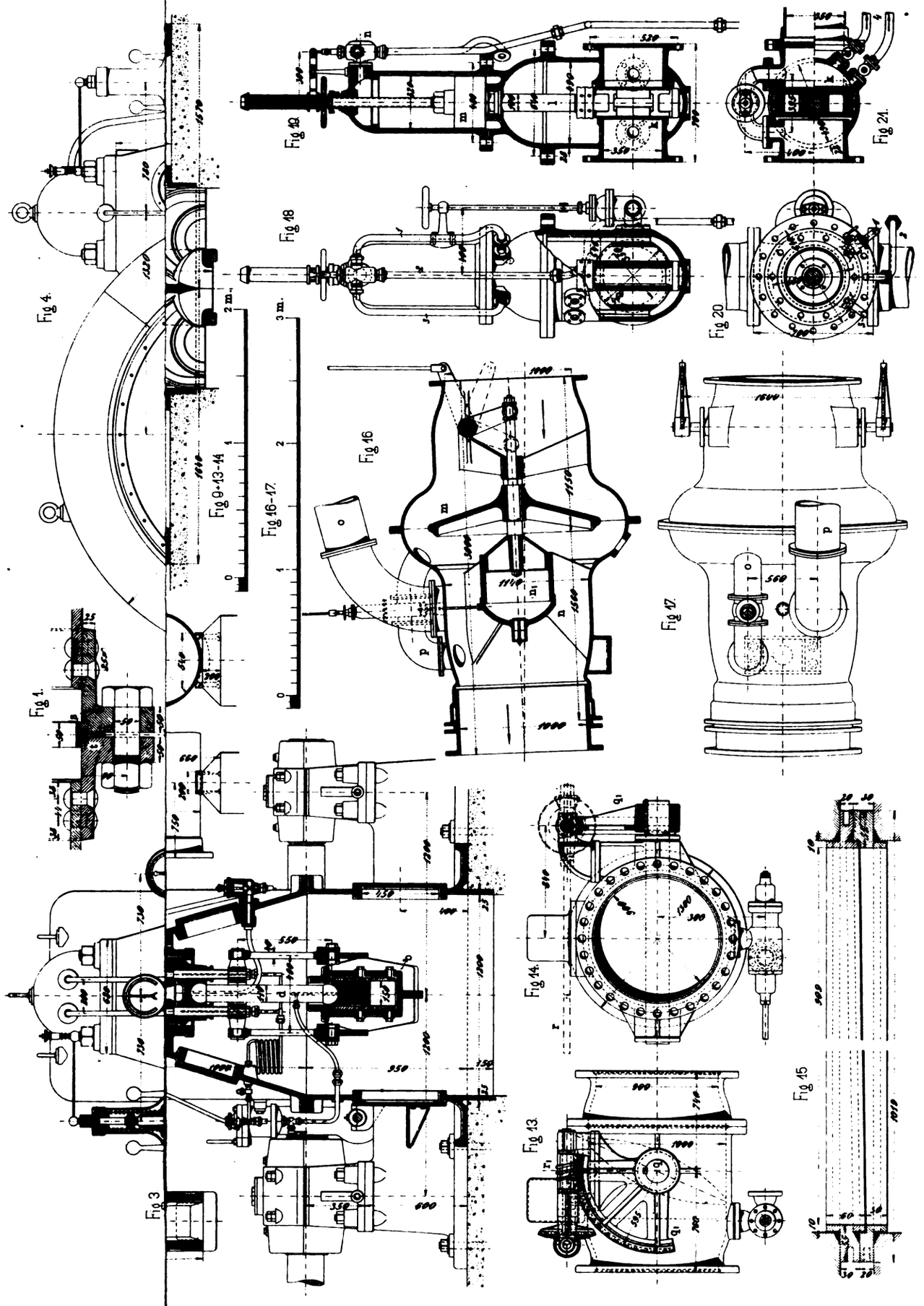
Fig 6-8.

Fig 20.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

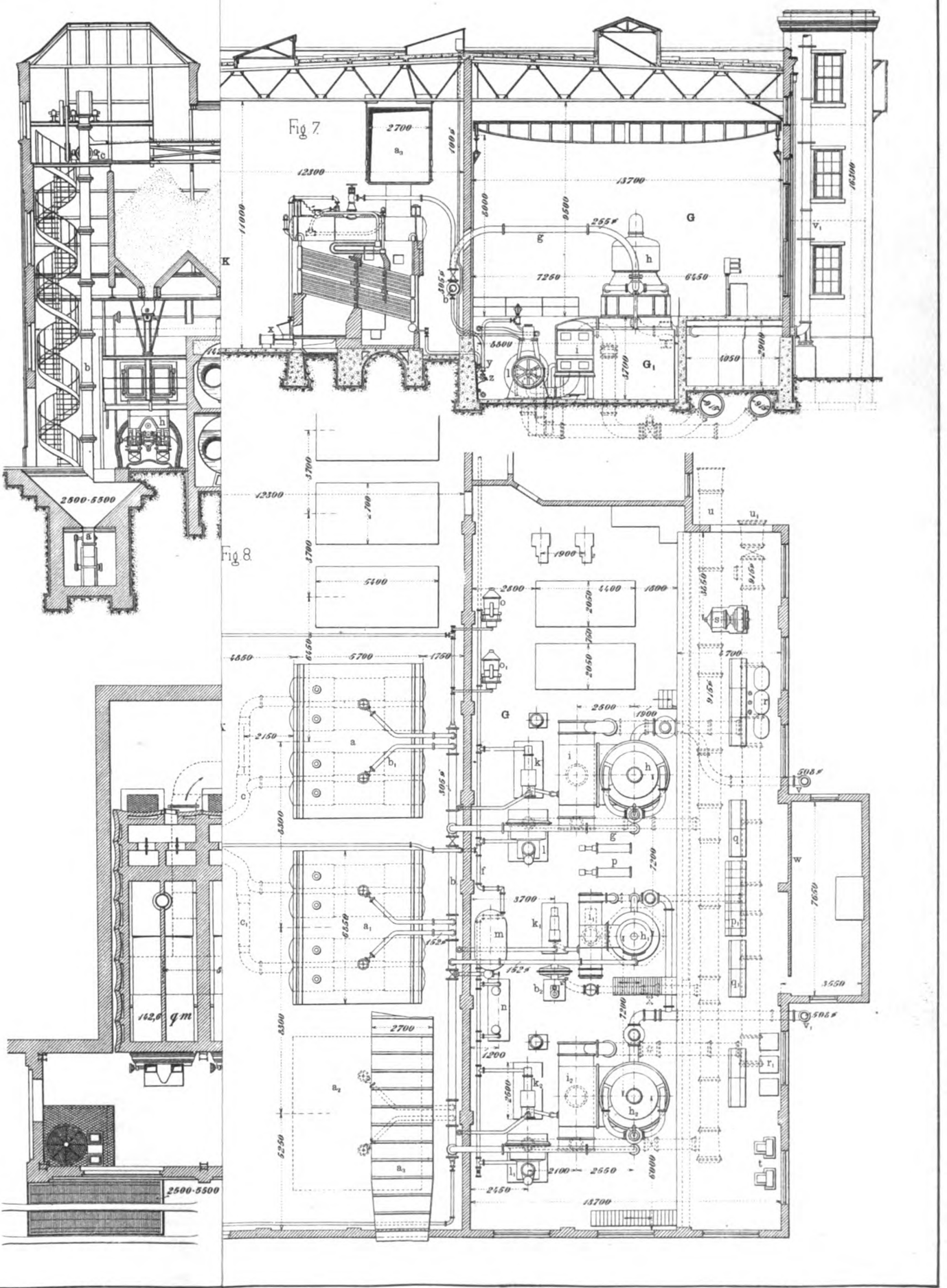
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

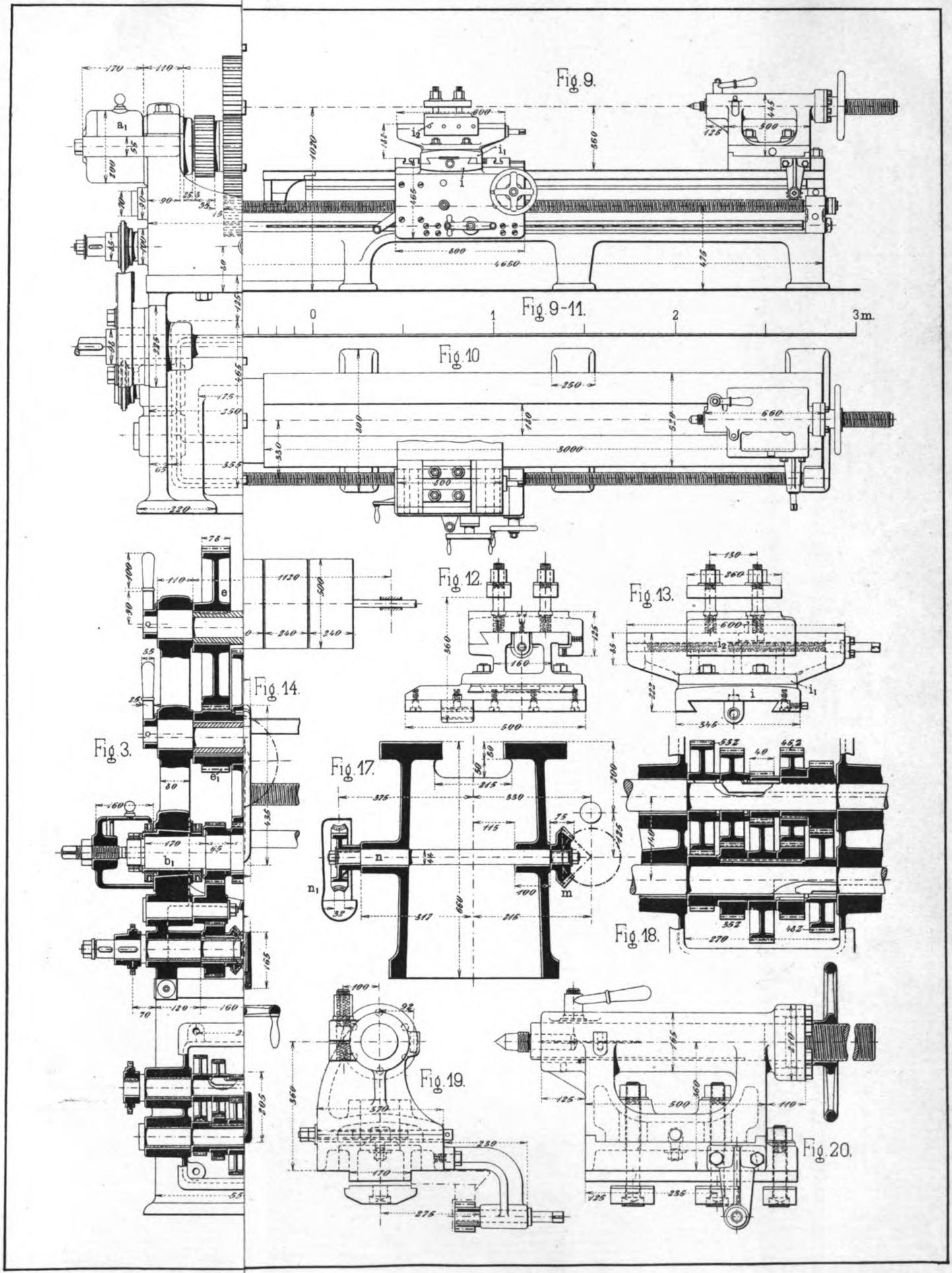


Uhlands technischer Verlag.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

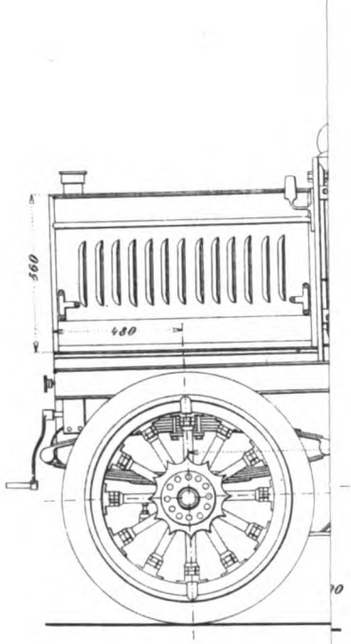


Fig. 4.

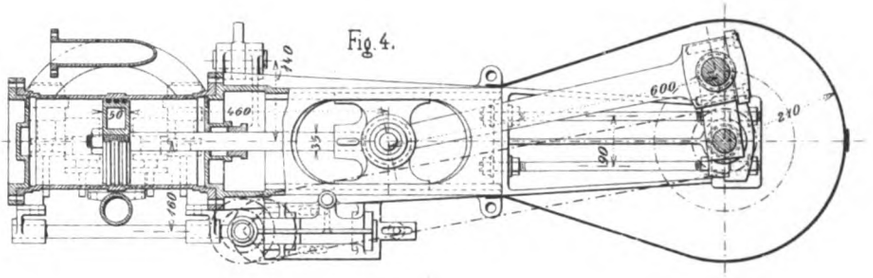


Fig. 5.

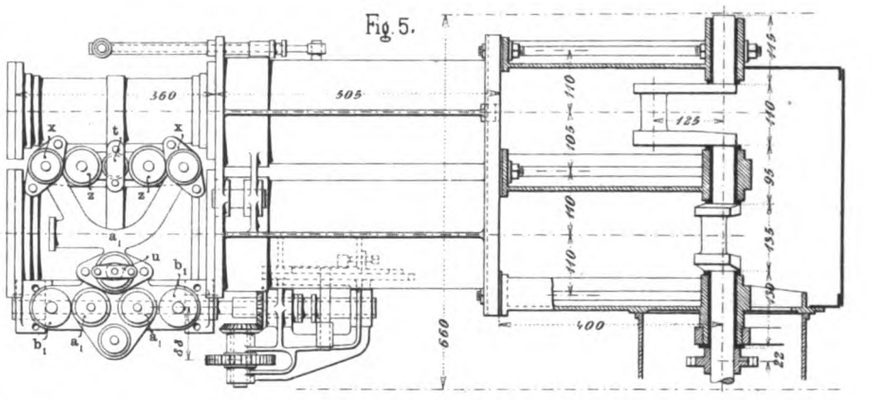


Fig. 4-5.

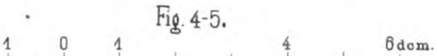


Fig. 8.

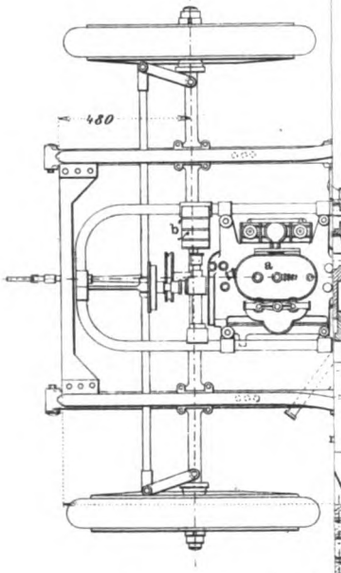


Fig. 9.

Fig. 10.

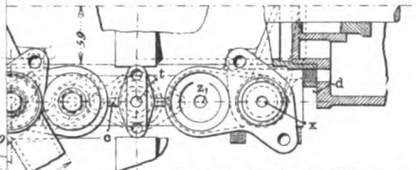


Fig. 11.

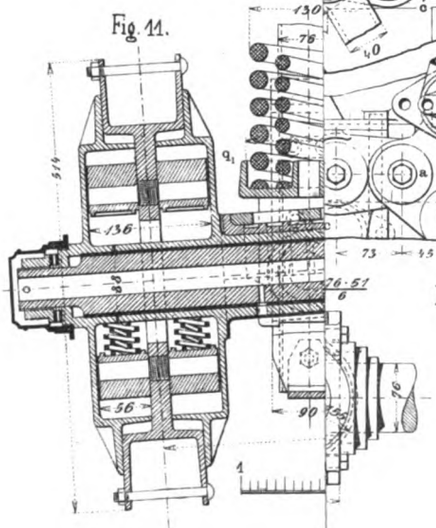


Fig. 18.

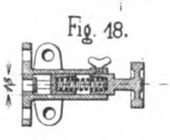


Fig. 19.

Fig. 16.

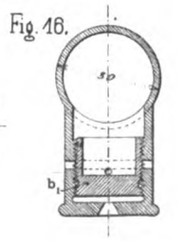
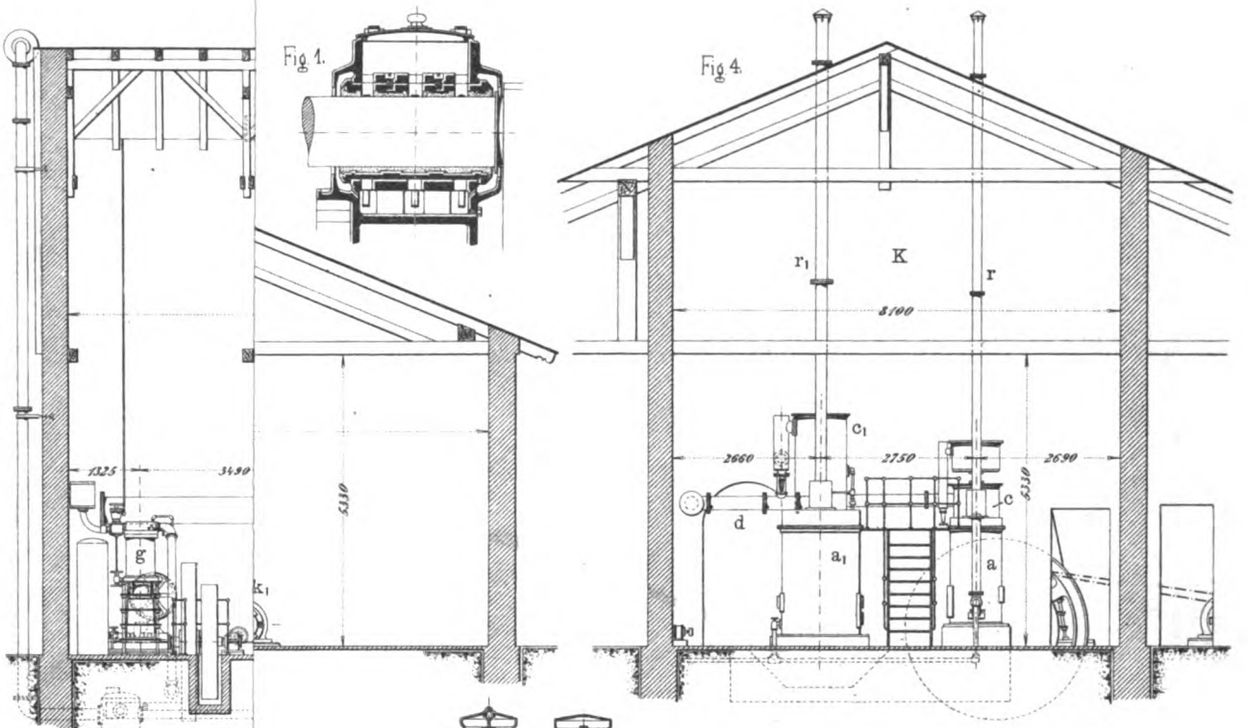


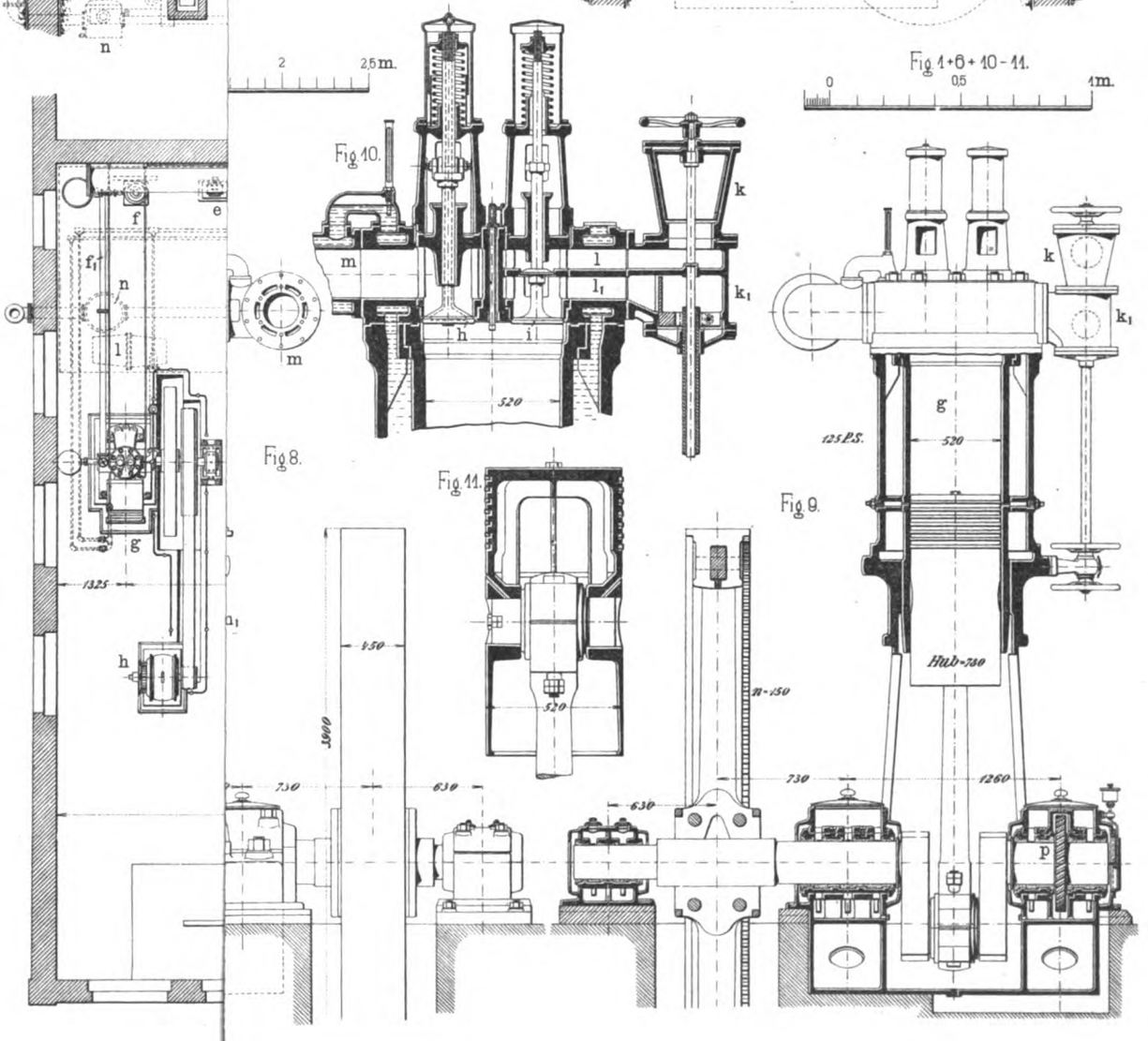
Fig. 20.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

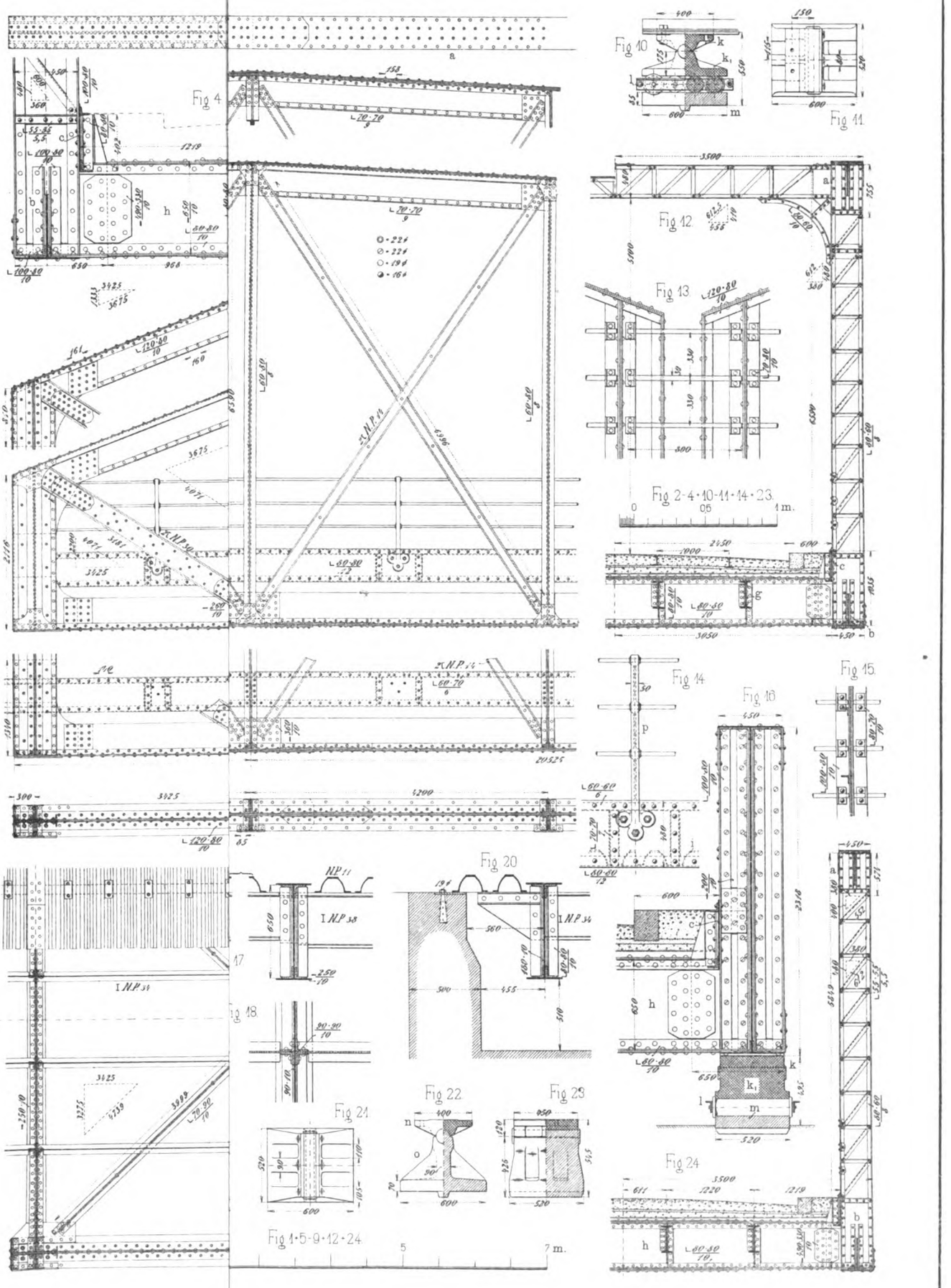




Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

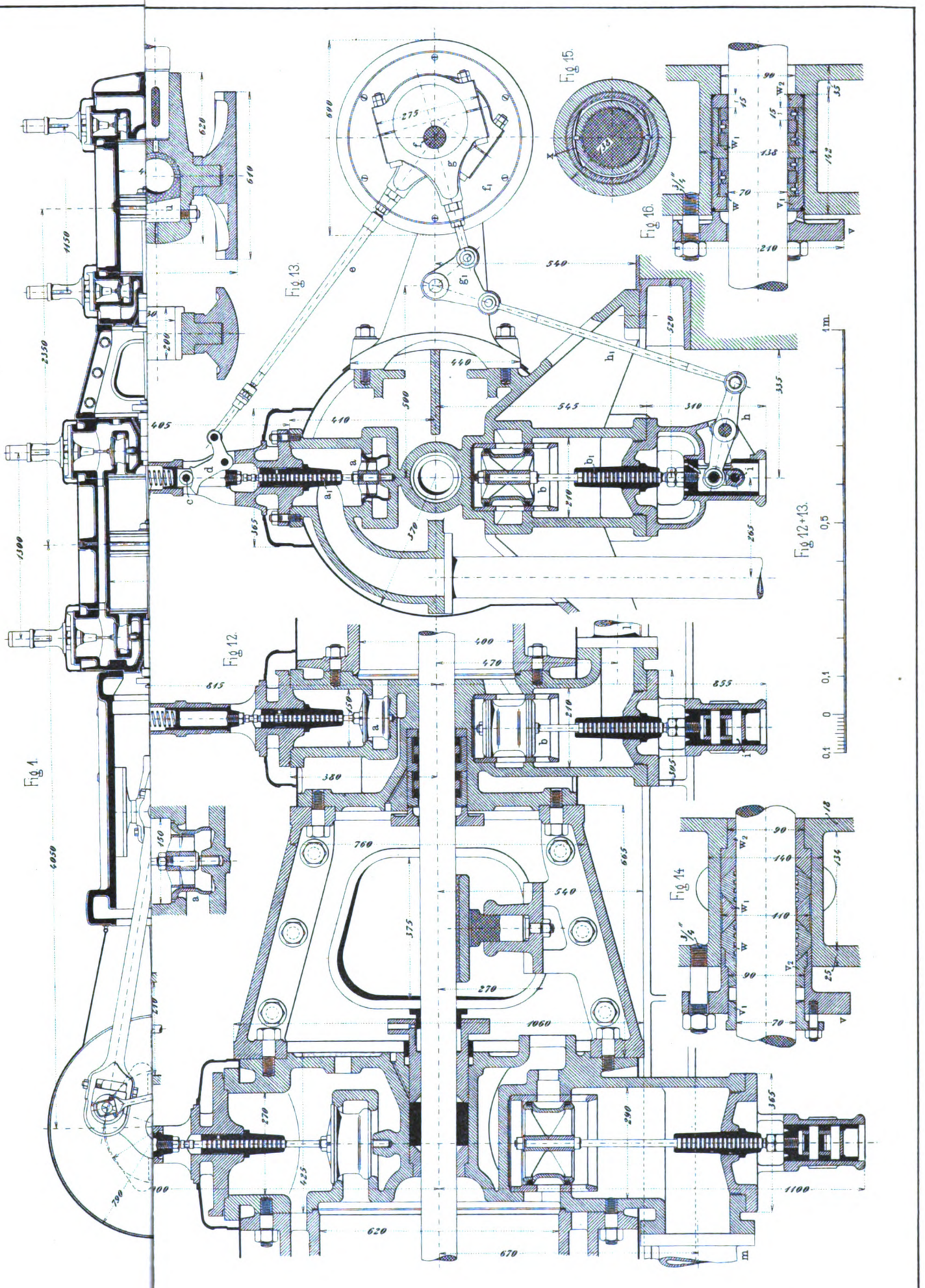
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

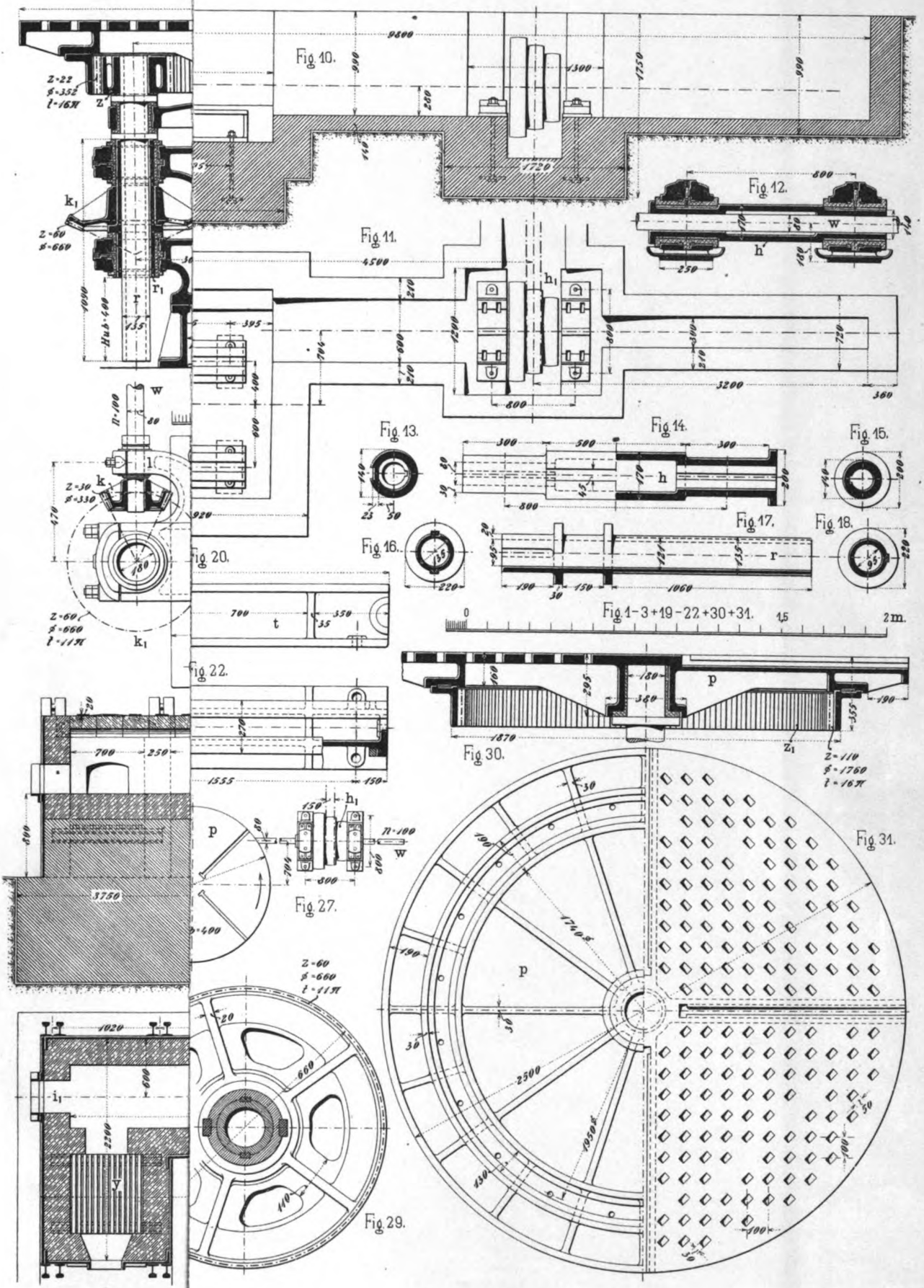
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 4.

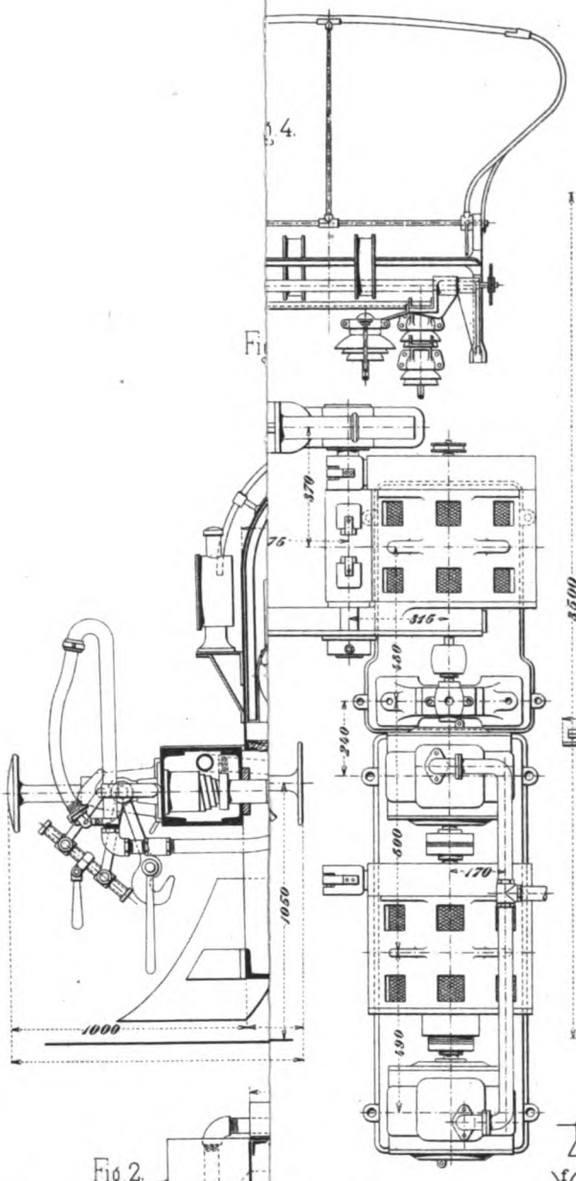


Fig.

Fig. 3.

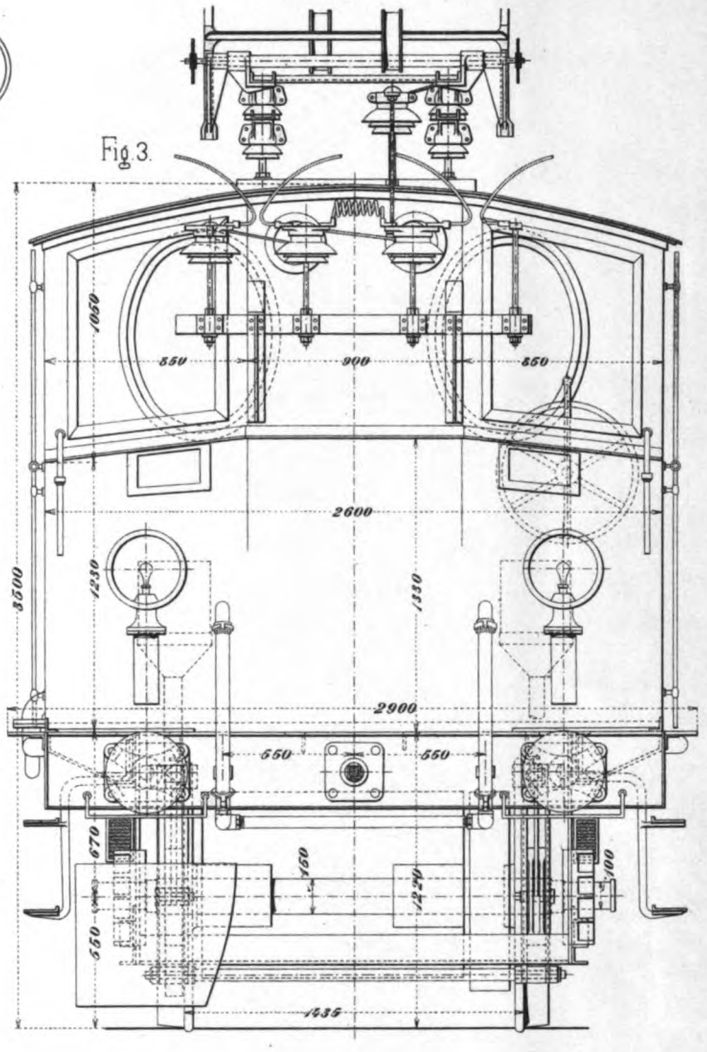


Fig. 2.

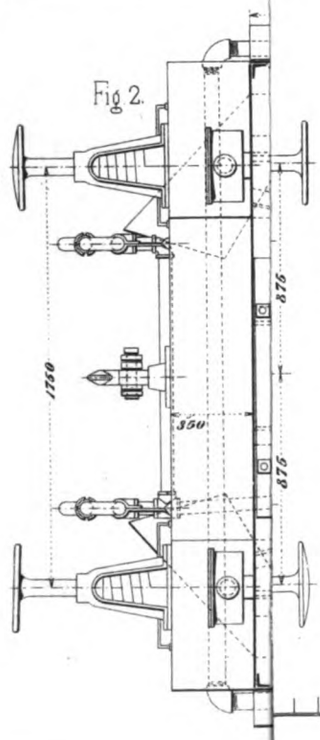


Fig. 6.

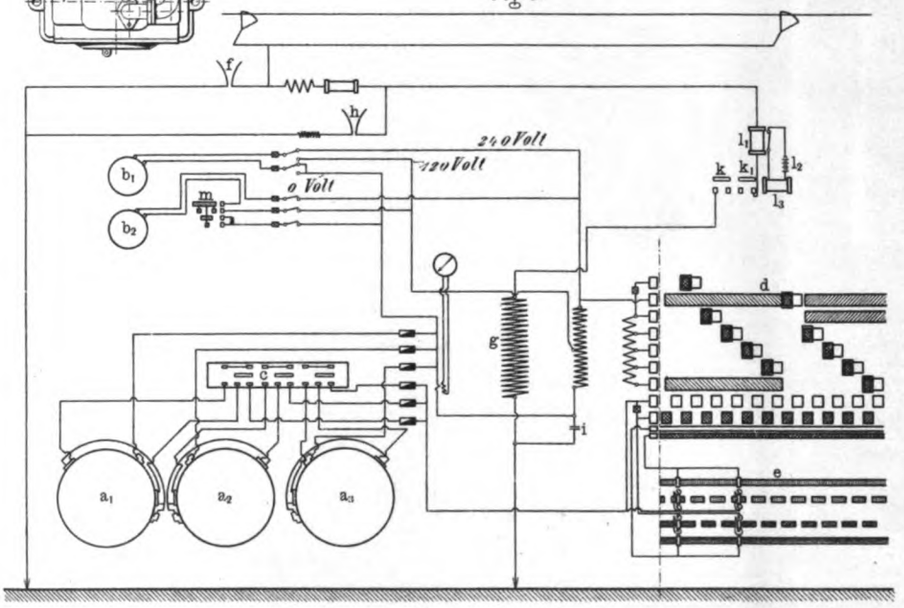
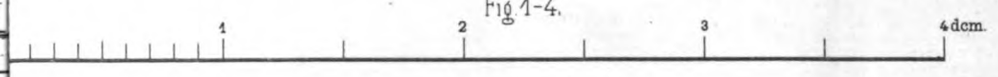


Fig. 1-4.



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Fig. 1.

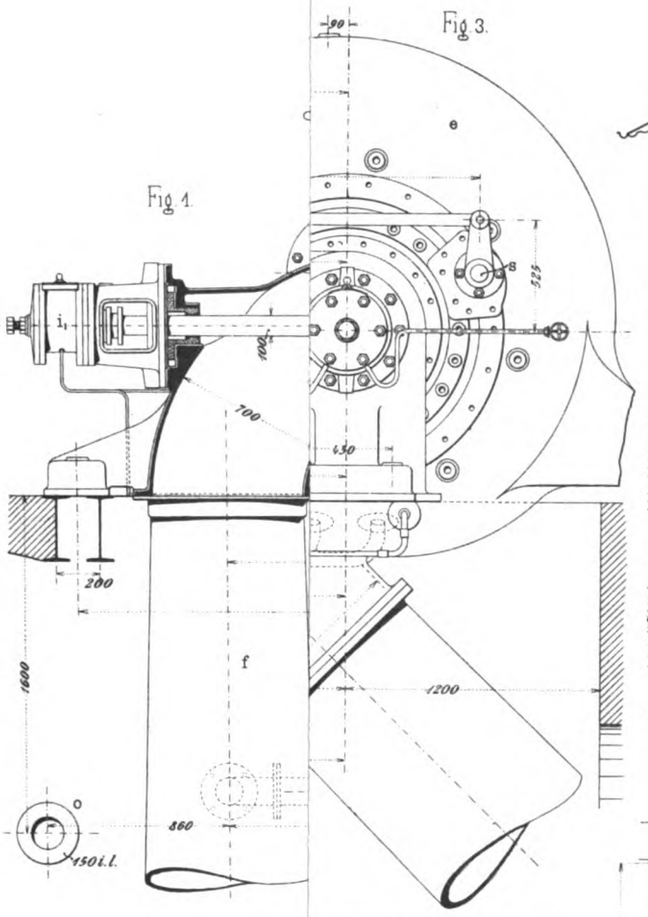


Fig. 2.

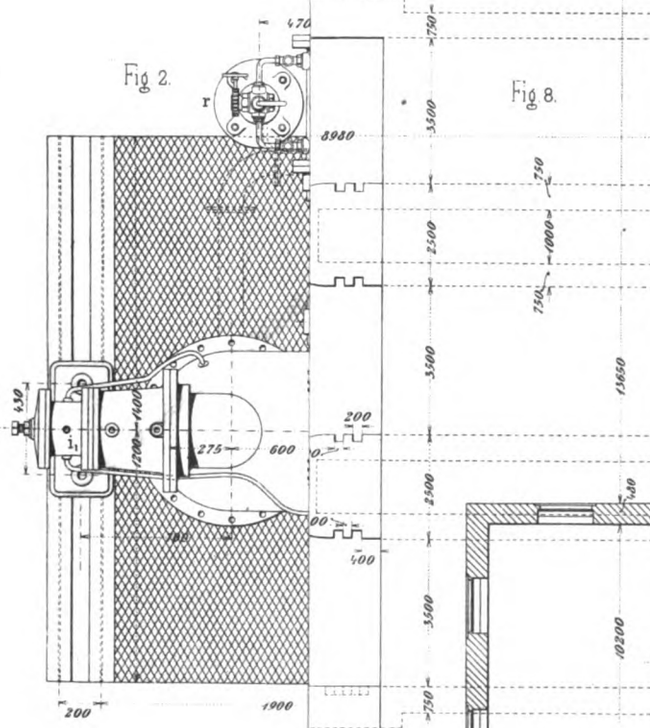


Fig. 3.

Fig. 7.

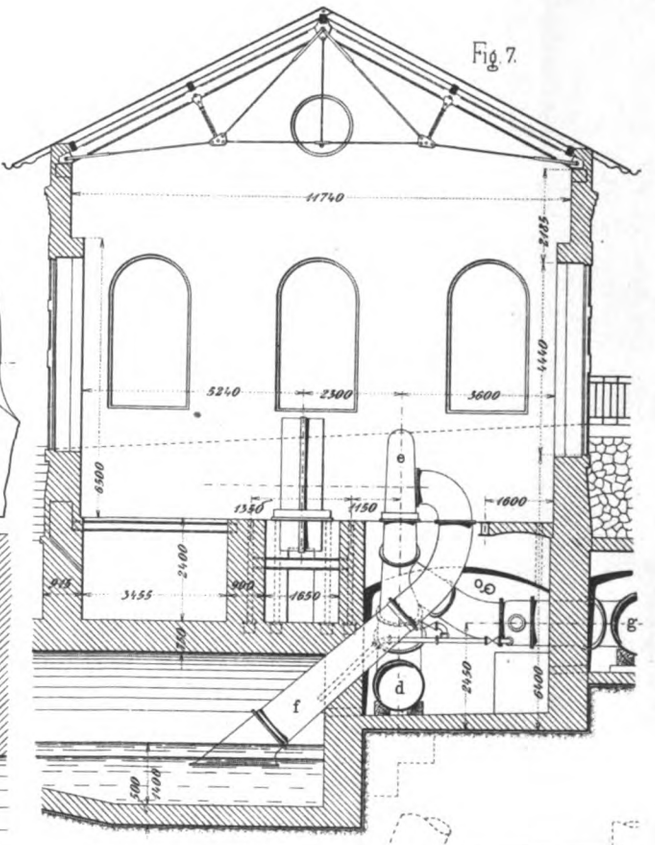


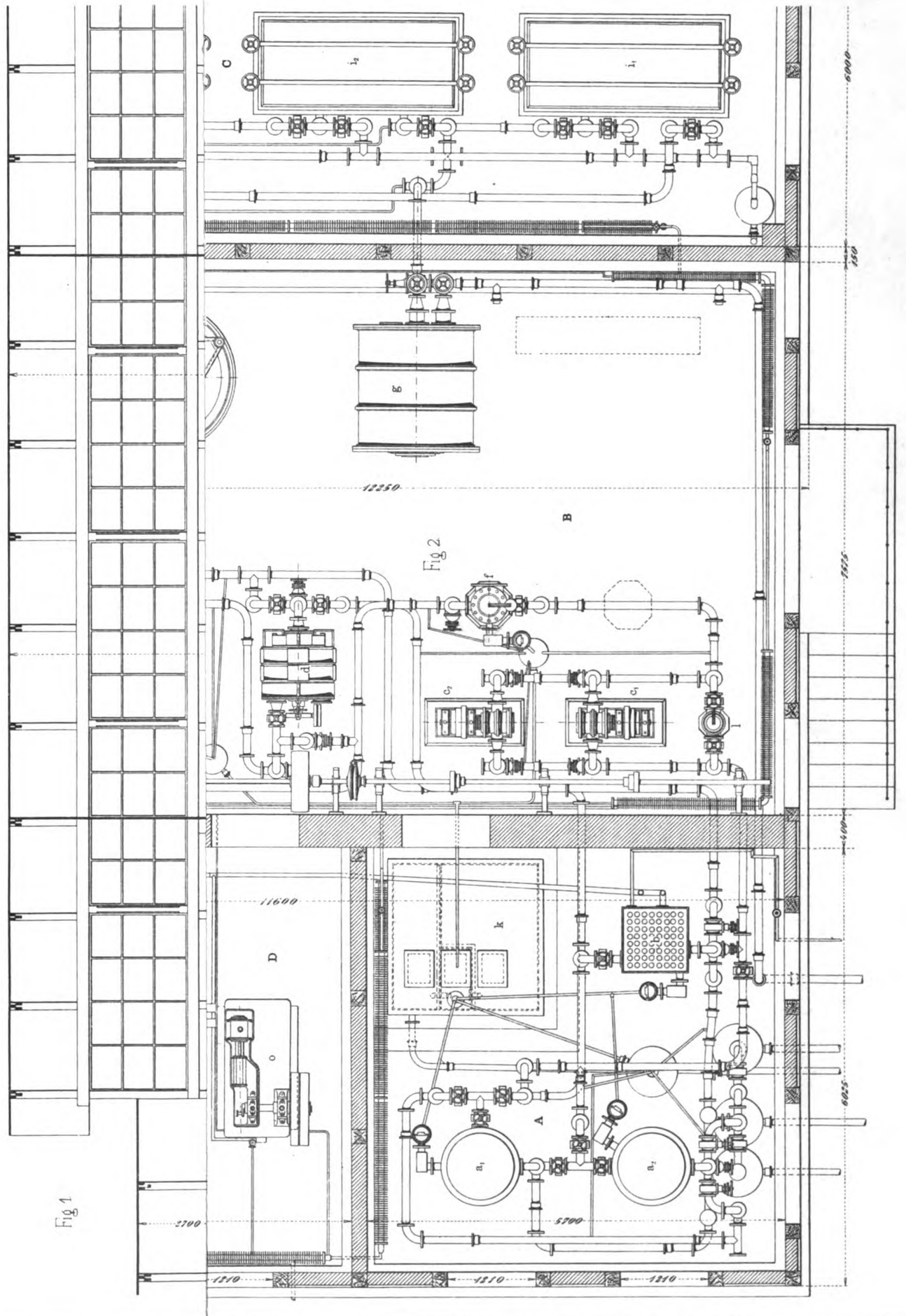
Fig. 8.

Uhlands technischer Verlag.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

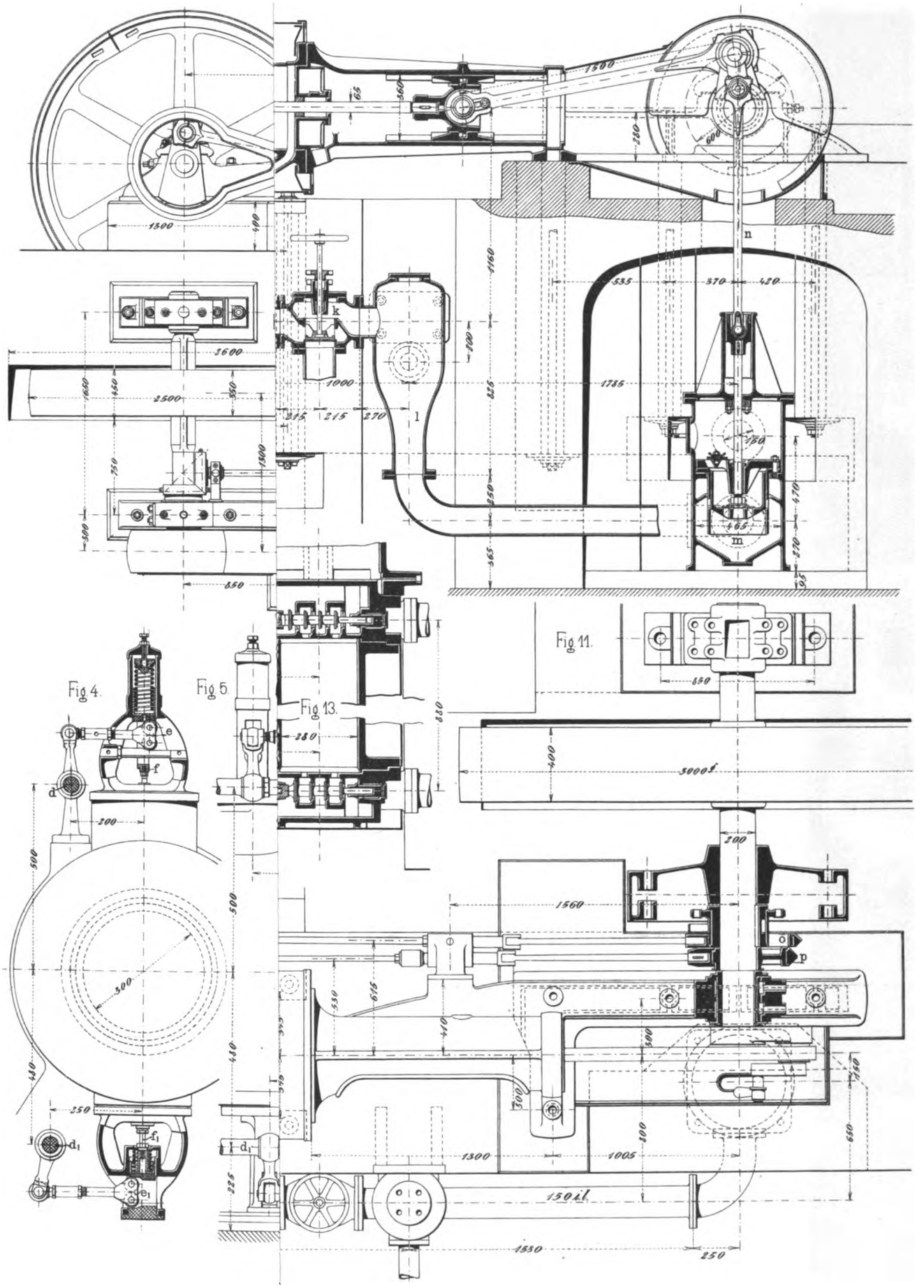
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

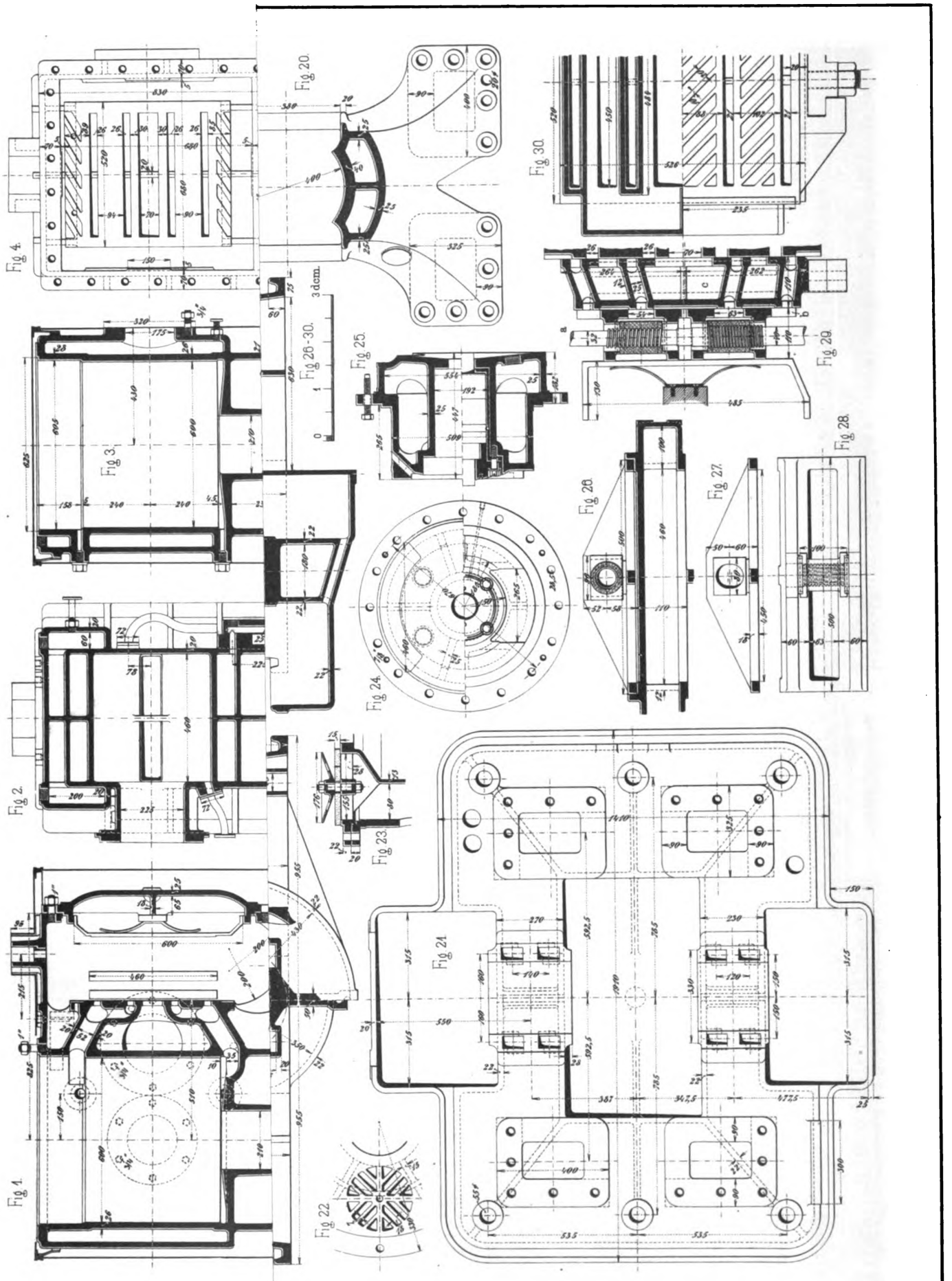


Uhlands technischer Verlag, Otto P[illegible]

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

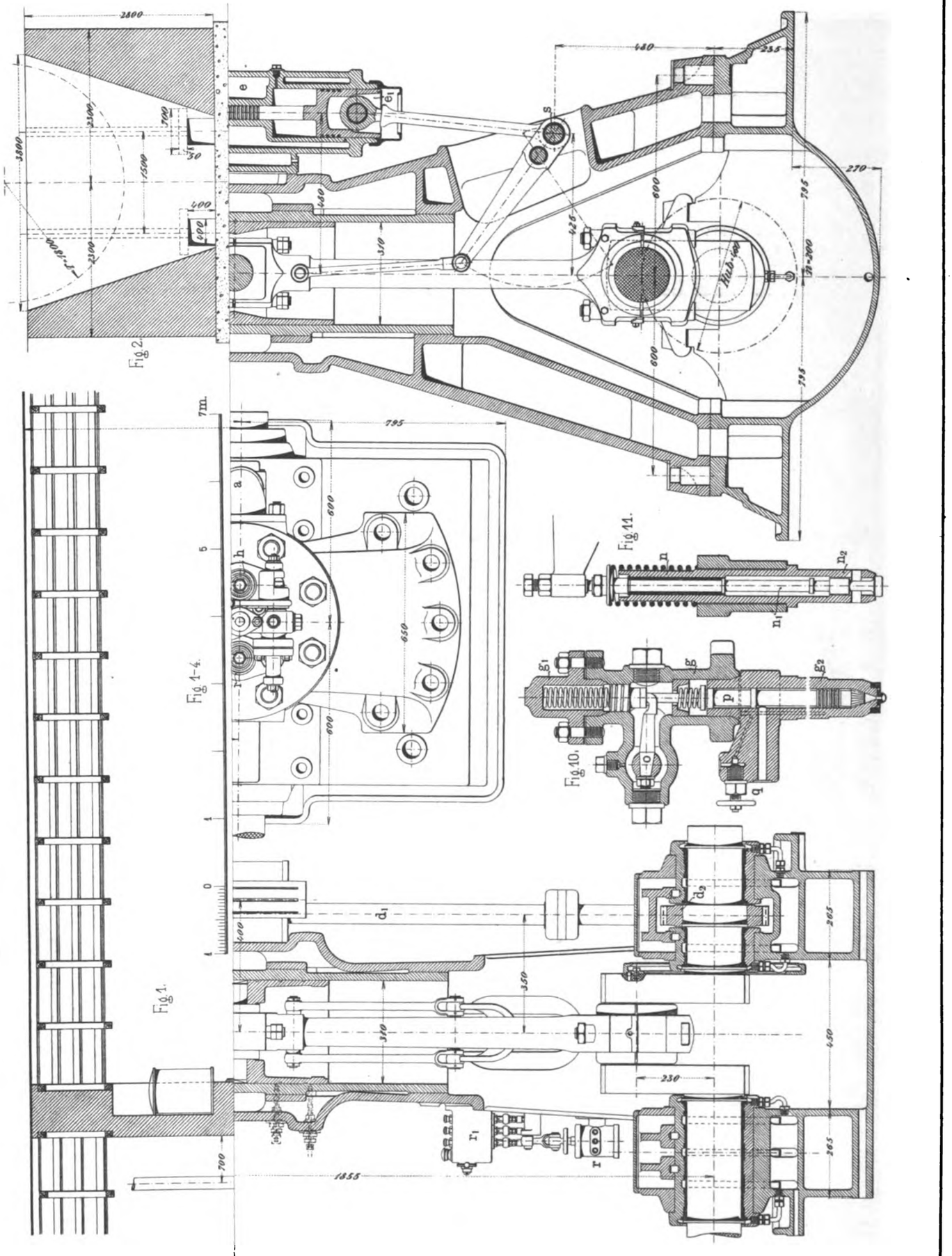


Uhlands technischer Verlag, Otto F[illegible]

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

Digitized by Google

Fig 1.

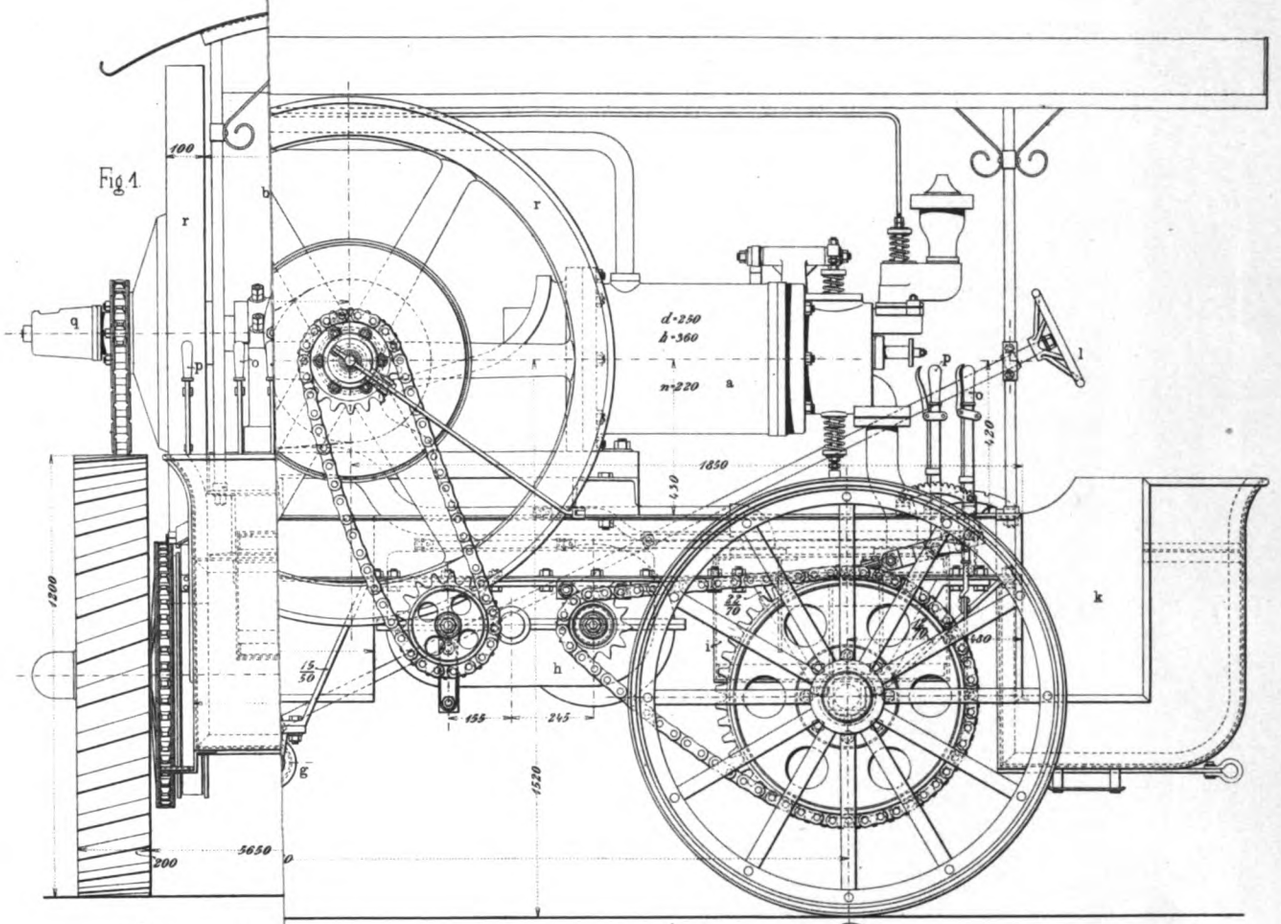


Fig 6.

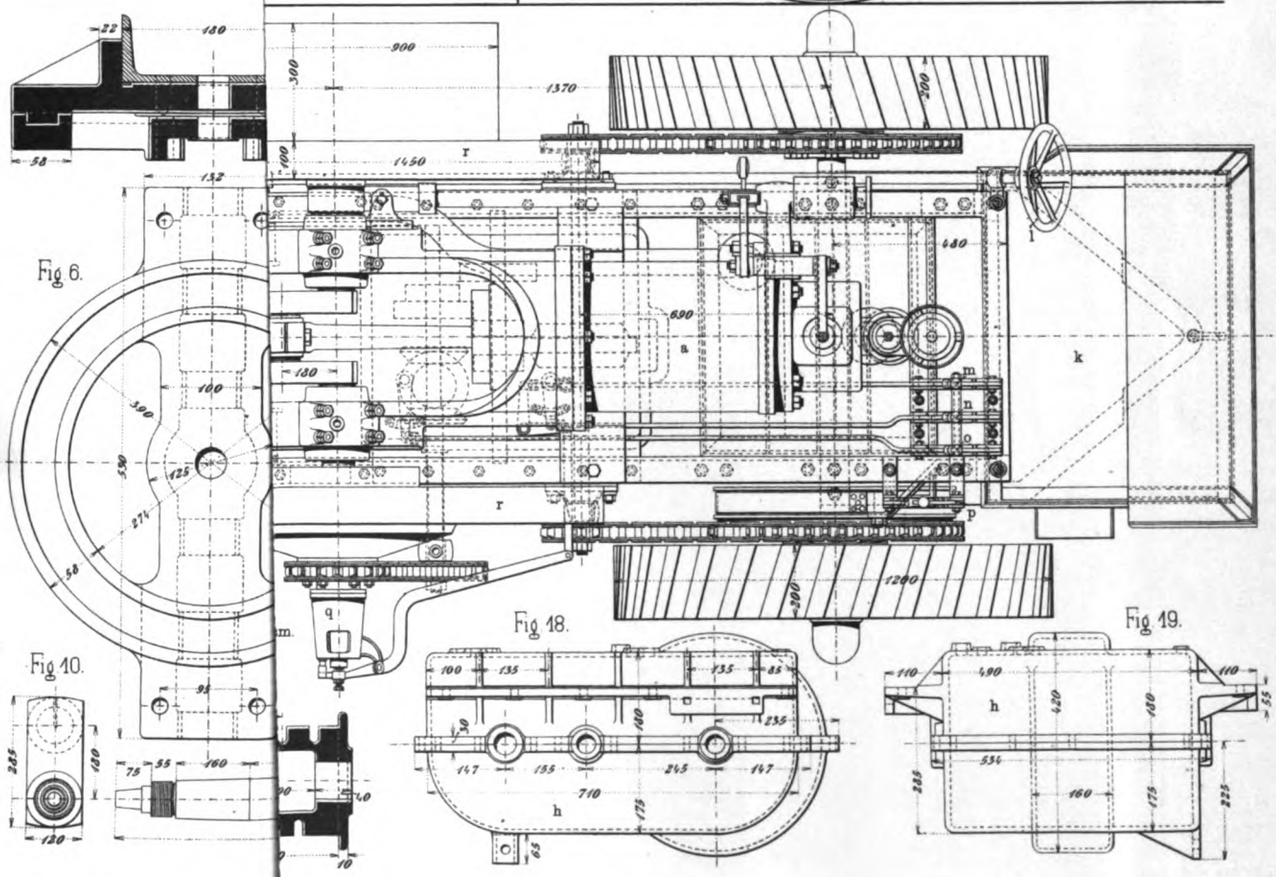


Fig 10.

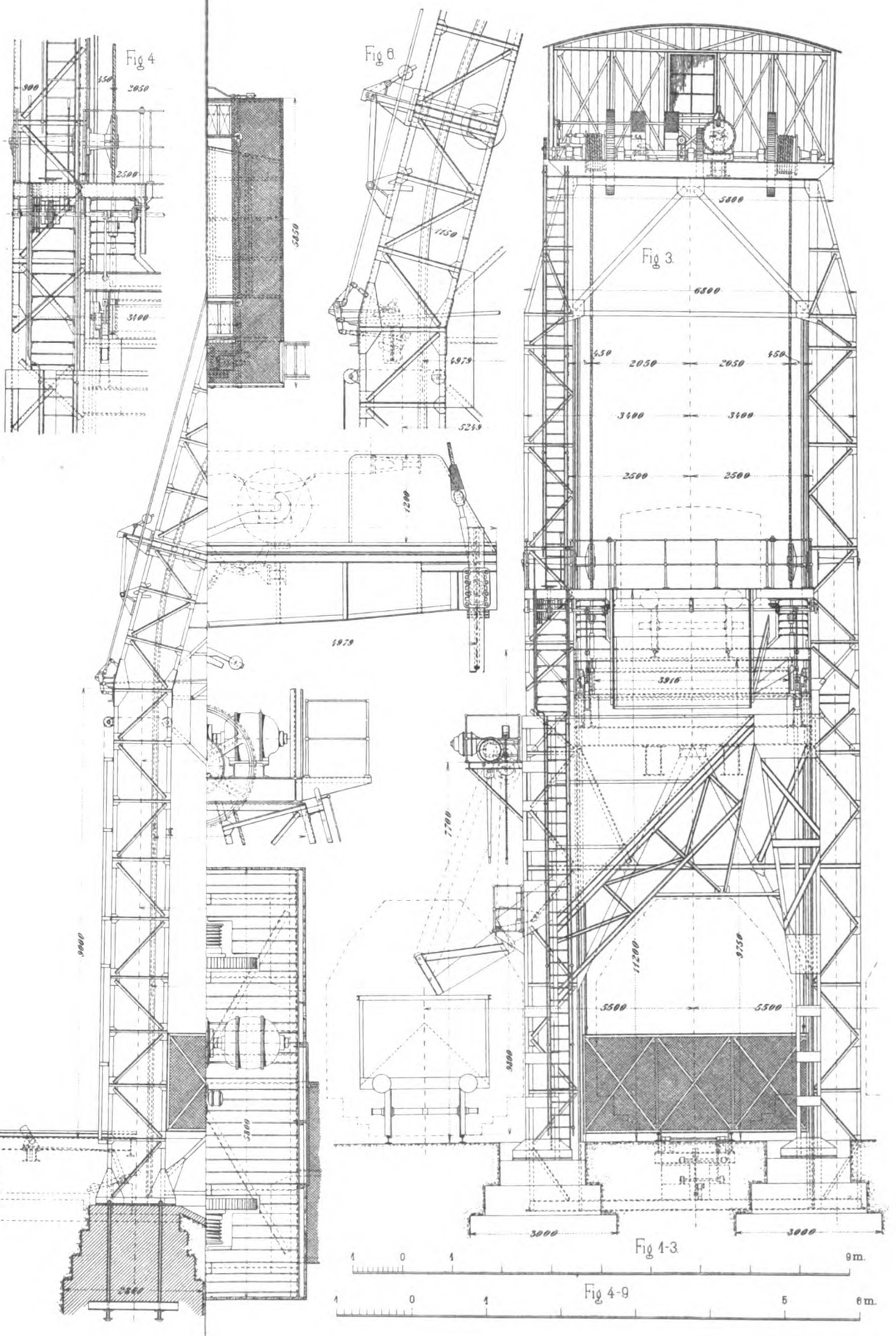
Fig 18.

Fig 19.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

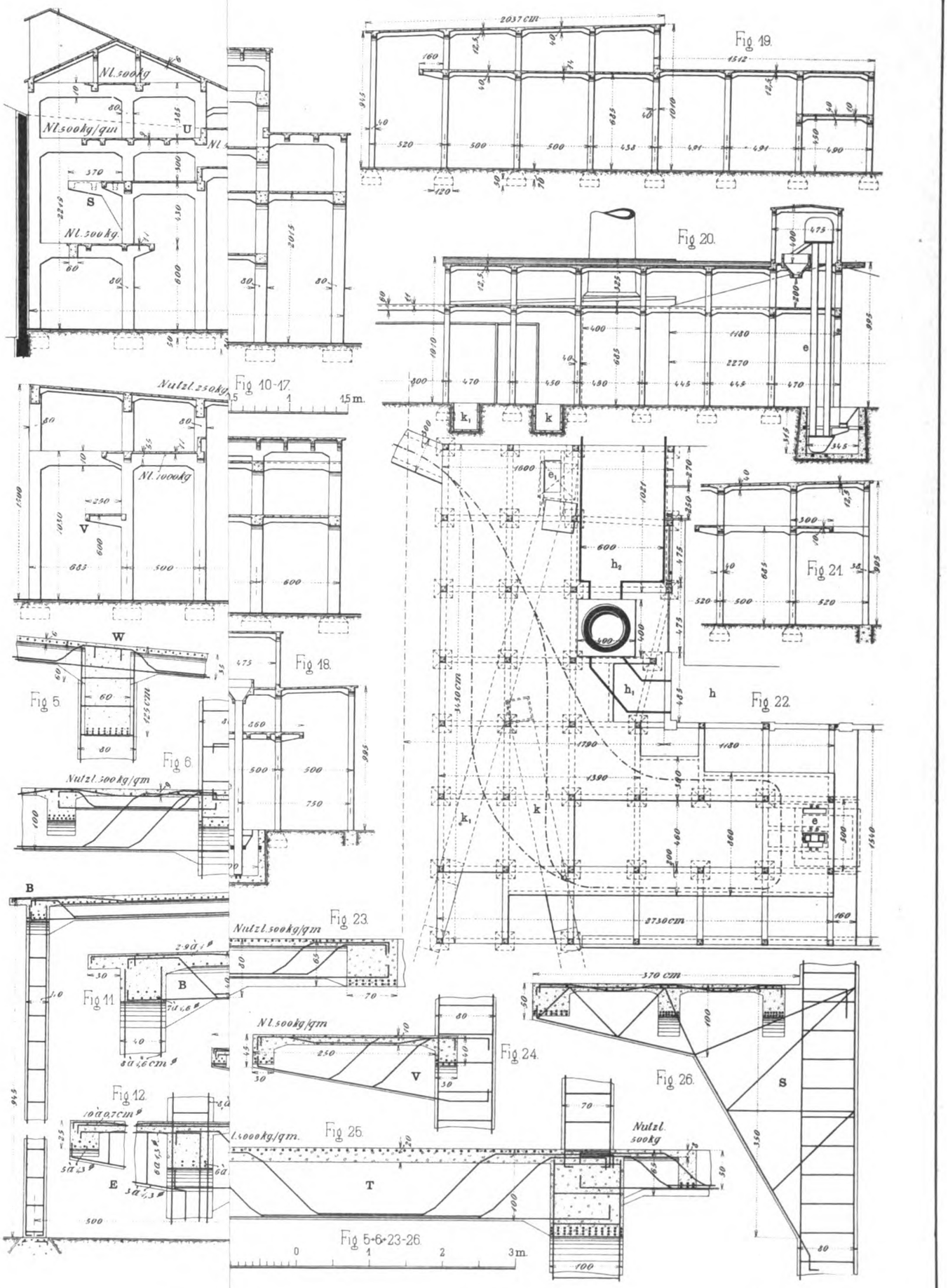
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

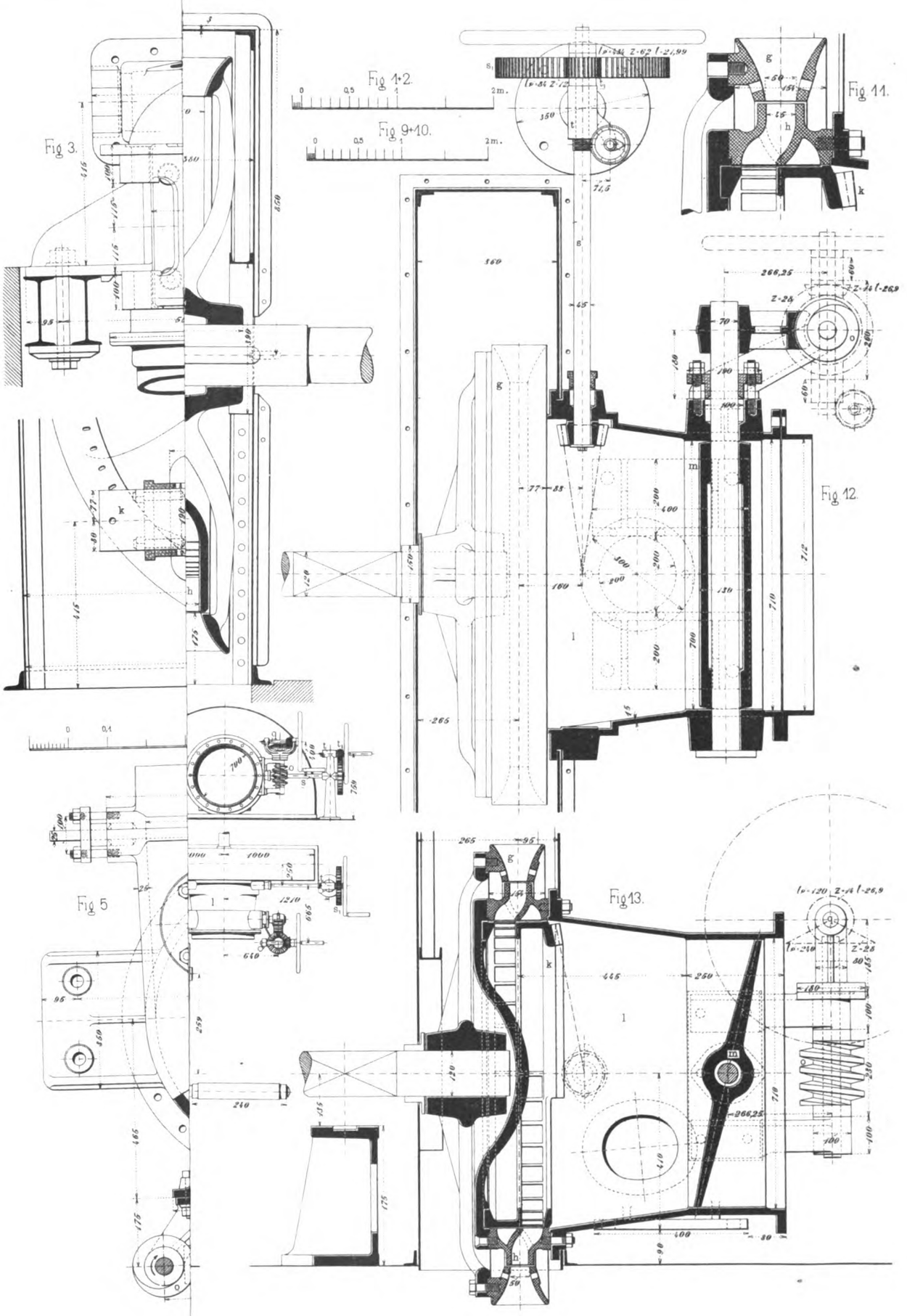
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

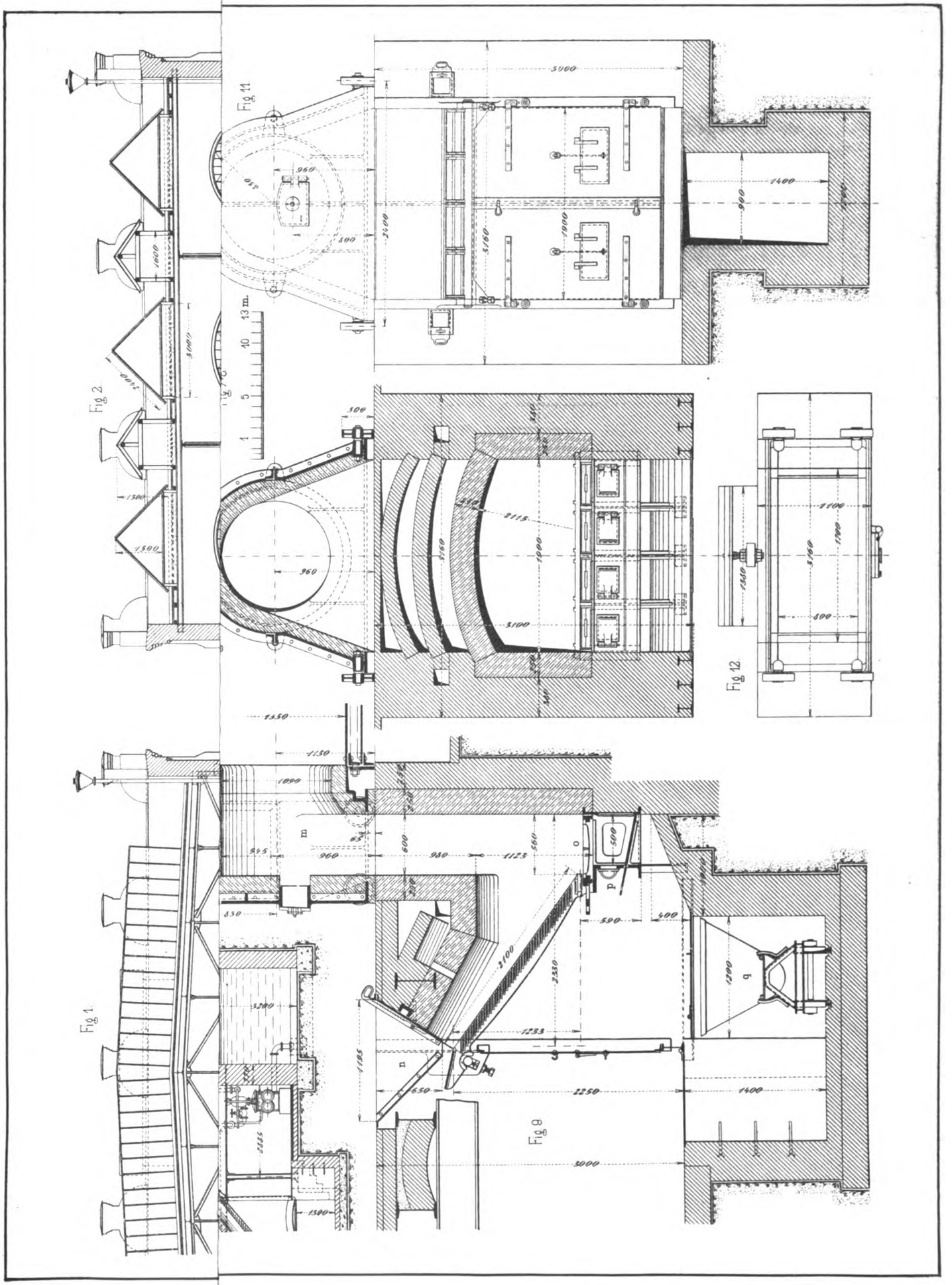
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt. Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google



Aarland & Müller. Graph. Kunstanstalt. Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

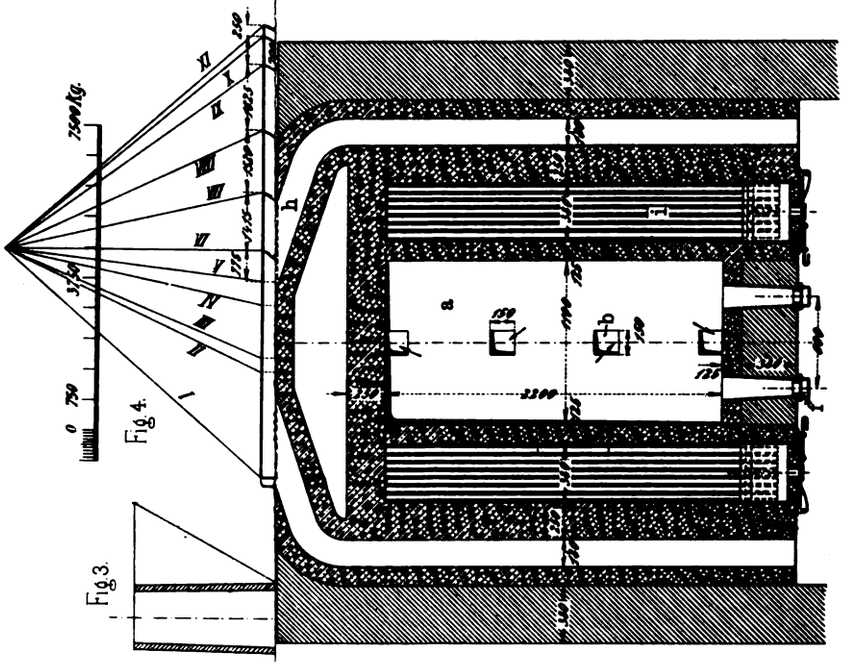


Fig. 4.

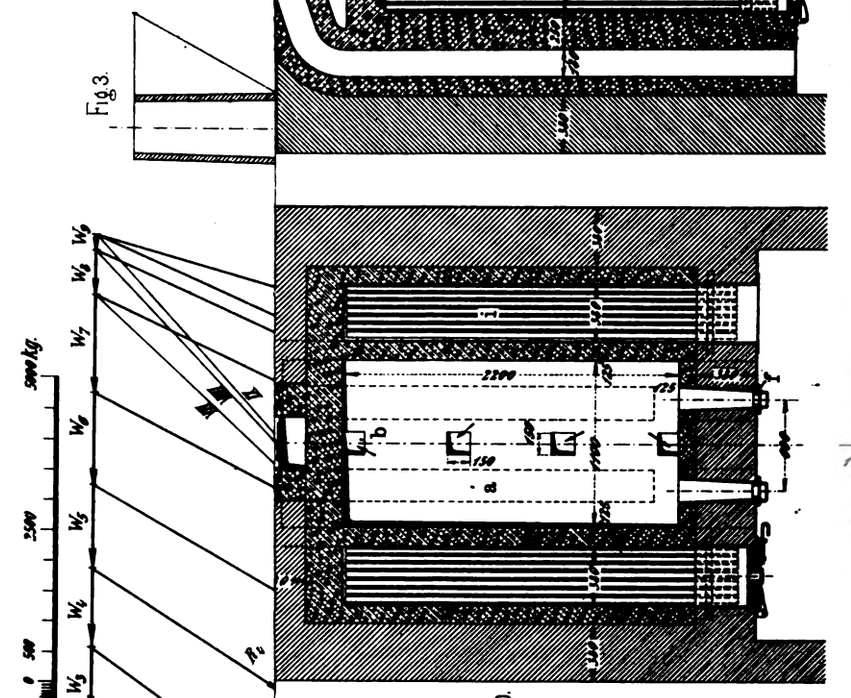


Fig. 10.

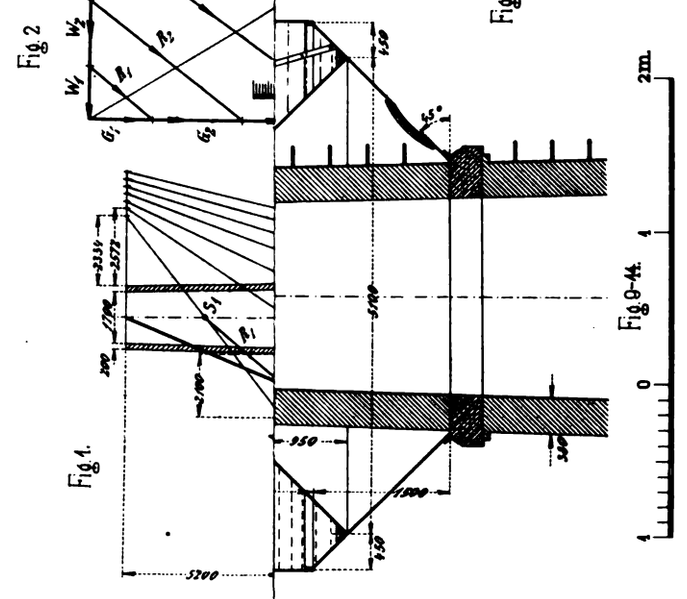


Fig. 1.

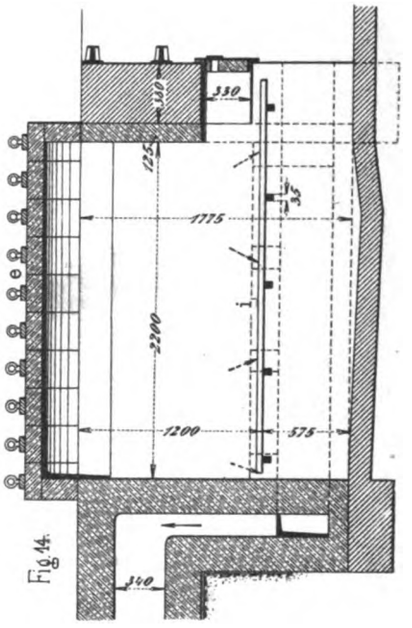


Fig. 14.

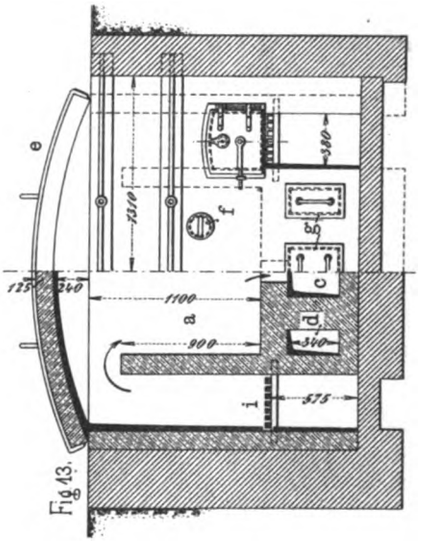


Fig. 13.

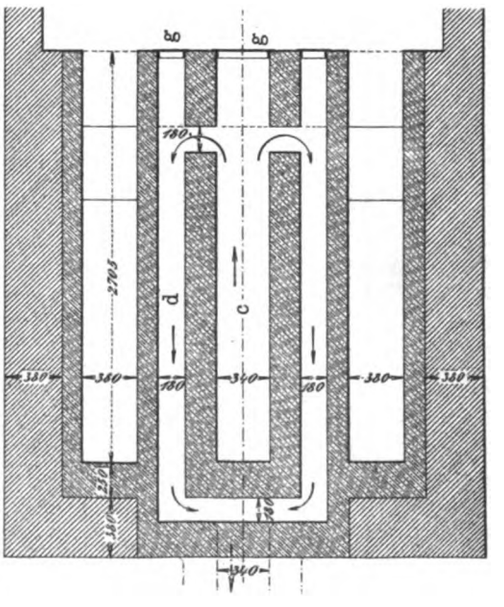
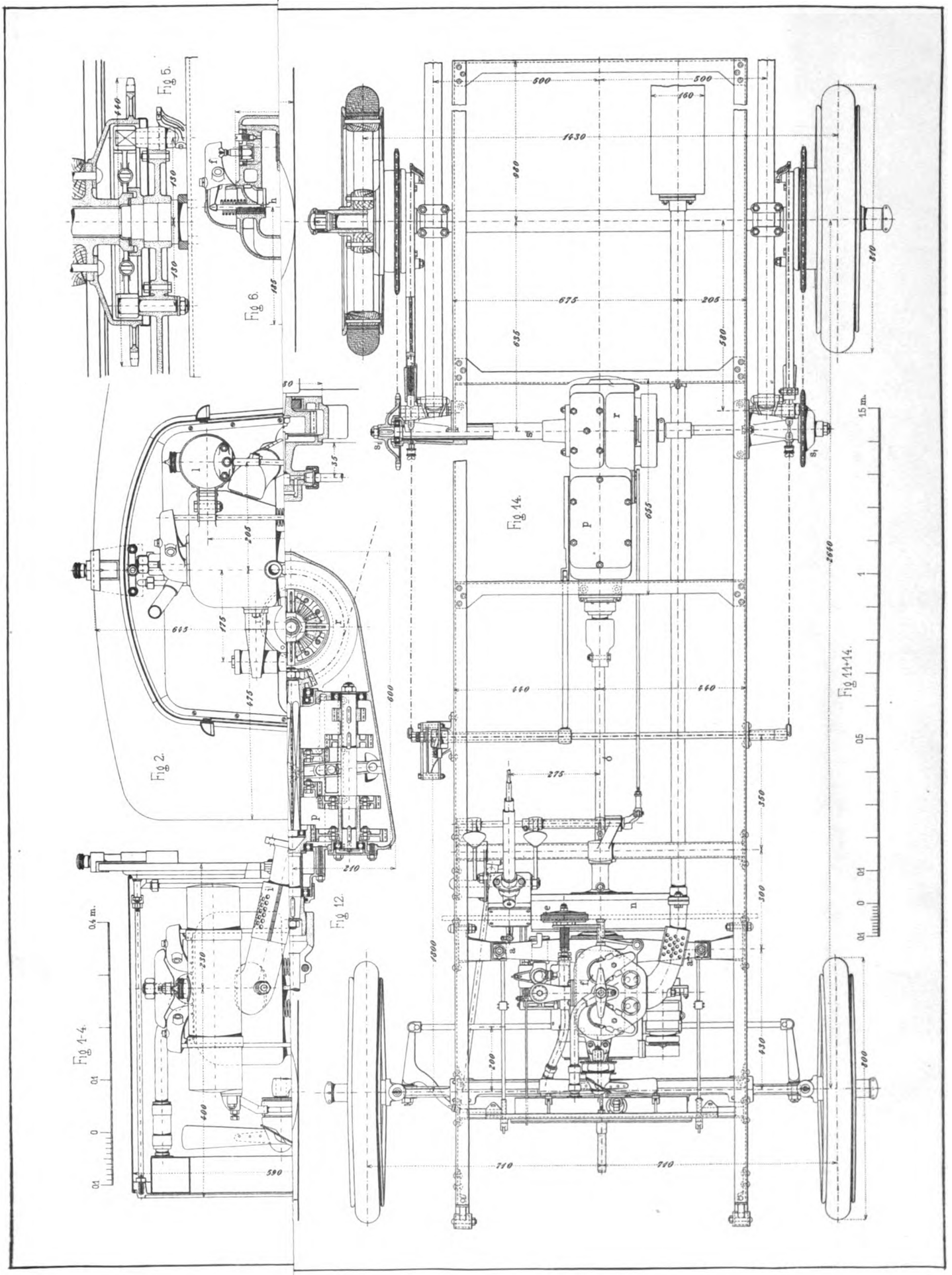


Fig. 12.

Digitized by Google

Digitized by Google

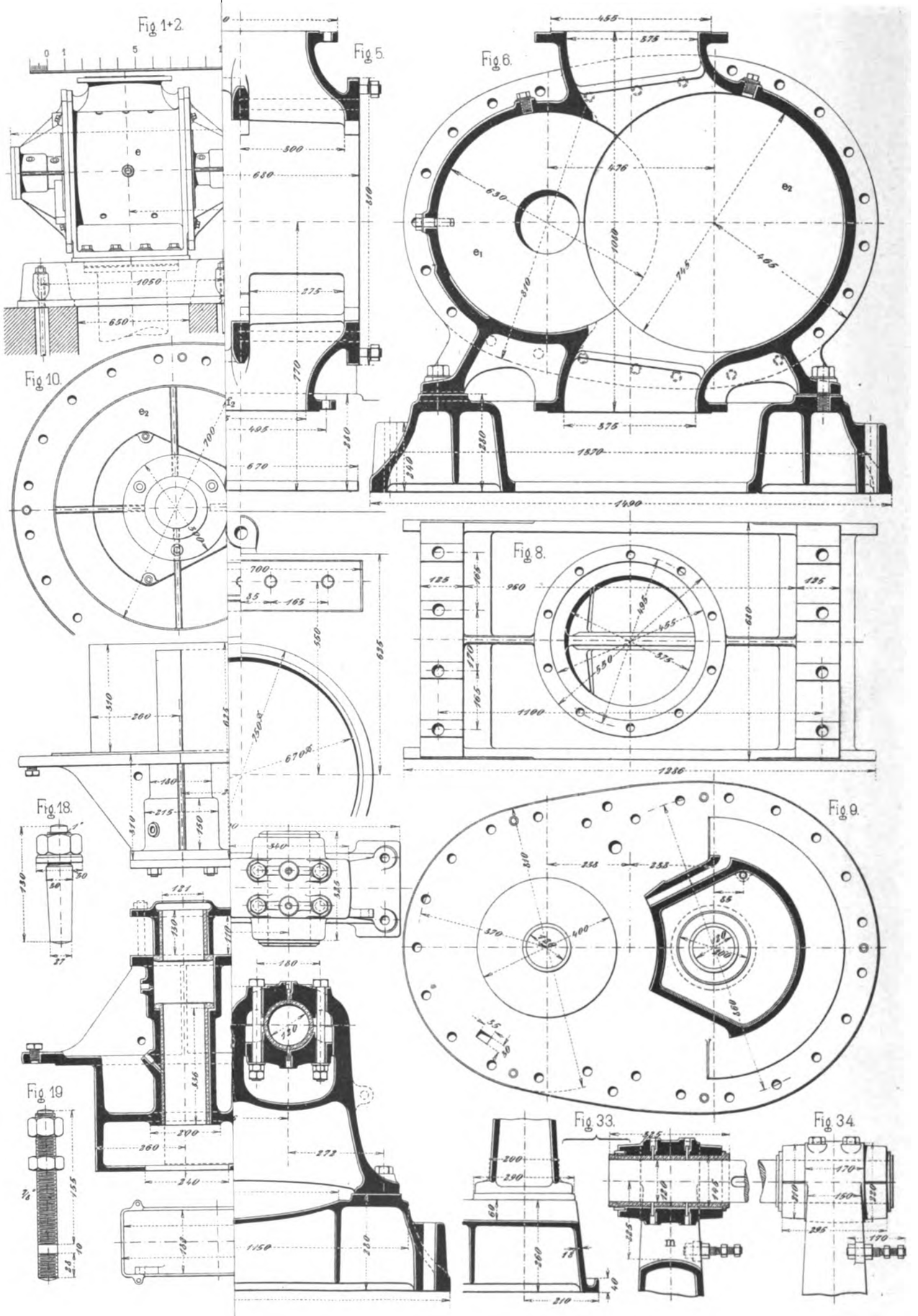


Uhlands technischer Verlag, Ot

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

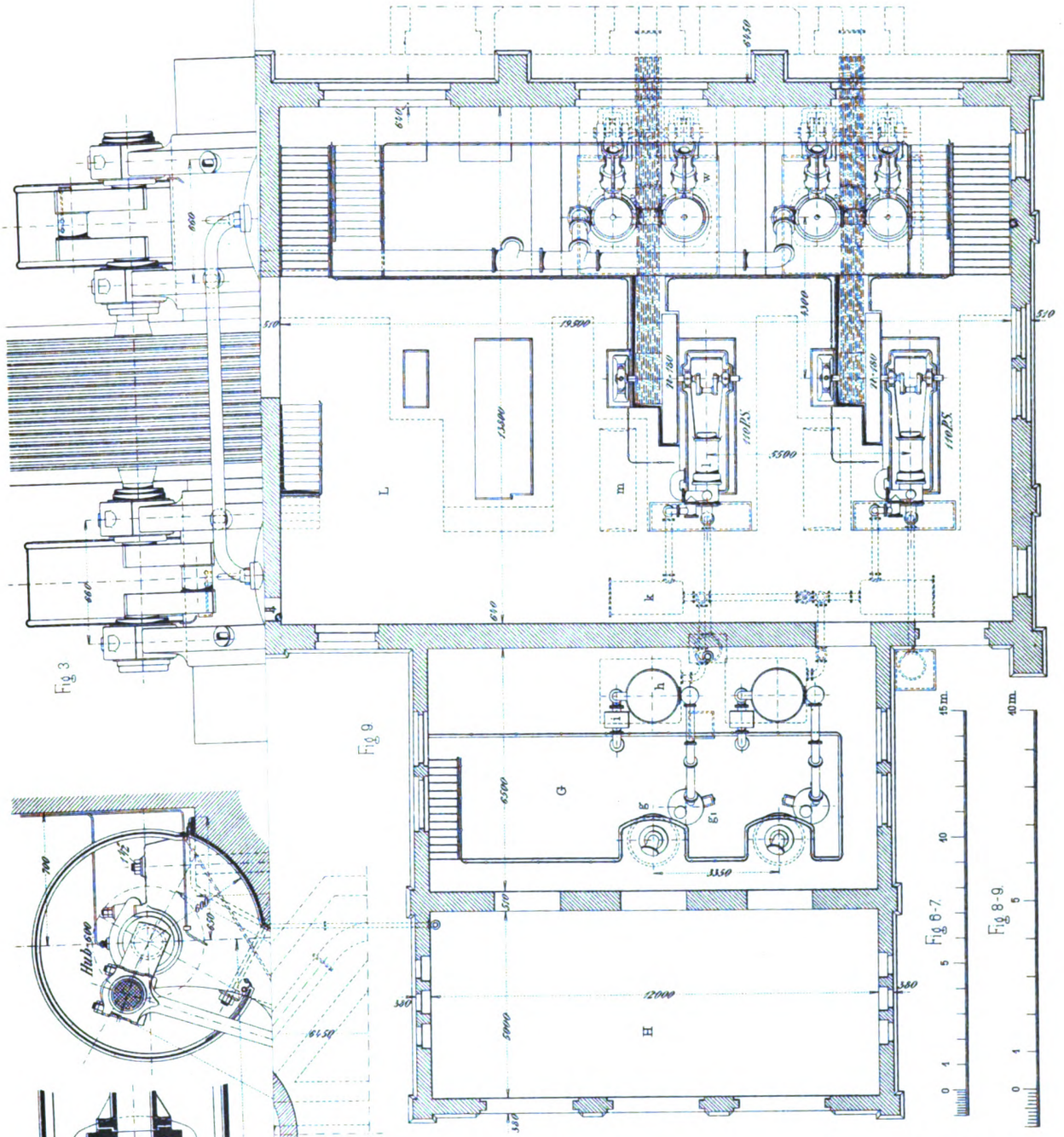
Digitized by Google

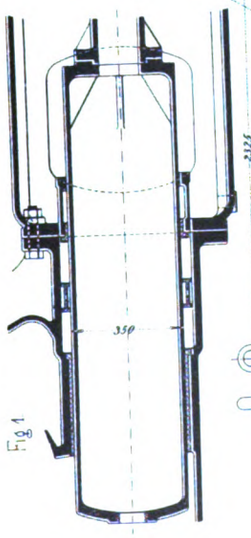
Digitized by Google

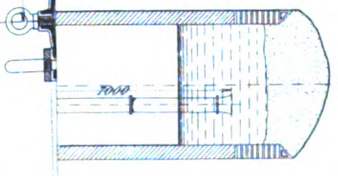


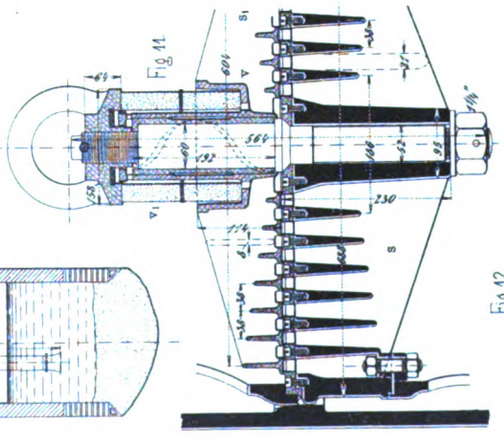
Digitized by Google

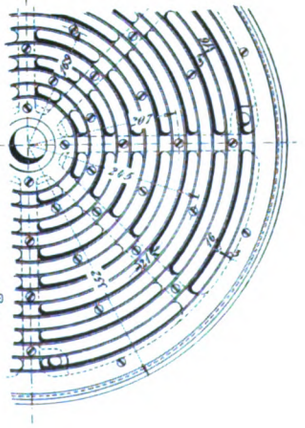
Digitized by Google











Digitized by Google

Digitized by Google

Fig 1.

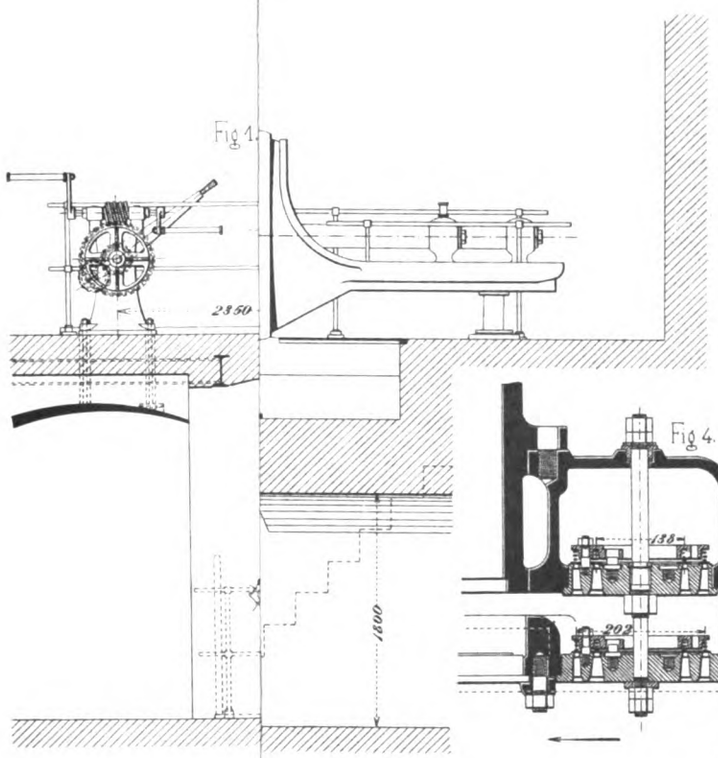


Fig 2.

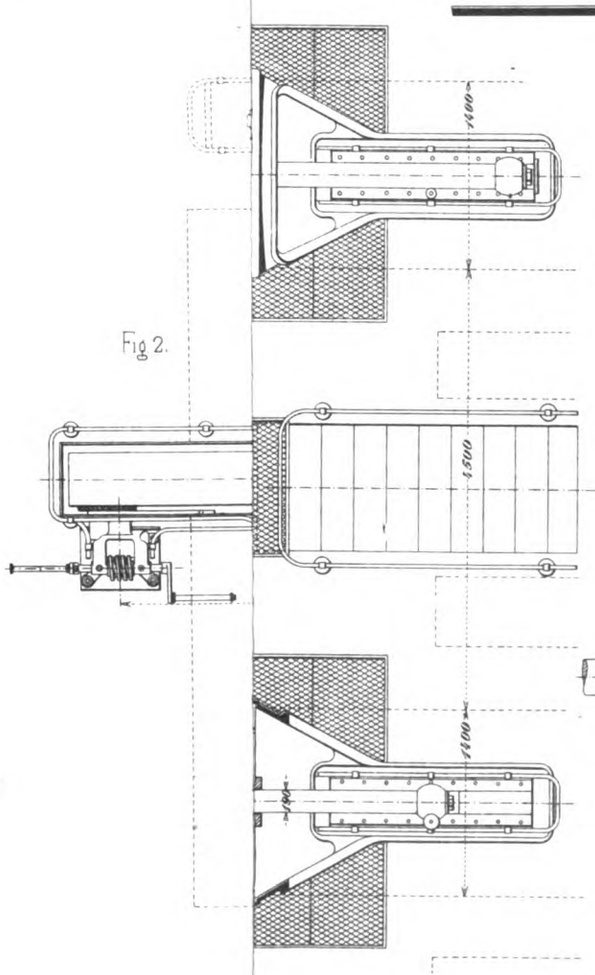


Fig 3.

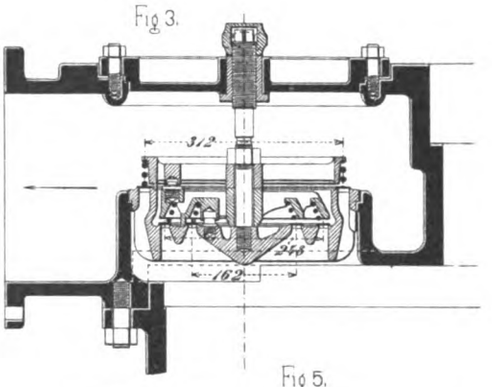


Fig 4.

Fig 5.

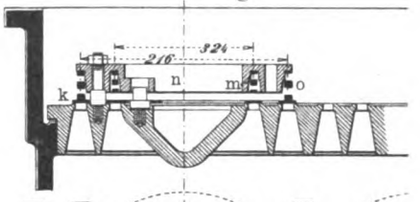


Fig 6.

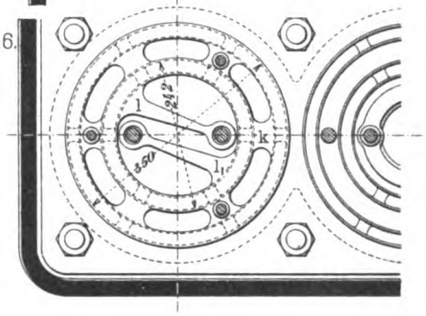


Fig 7.

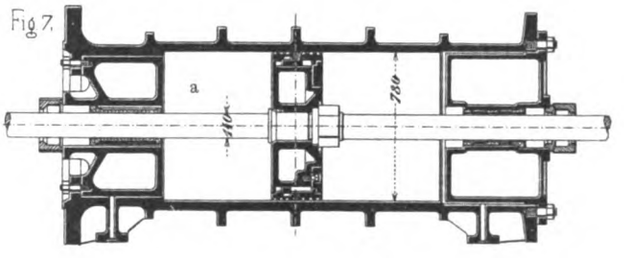


Fig 8.

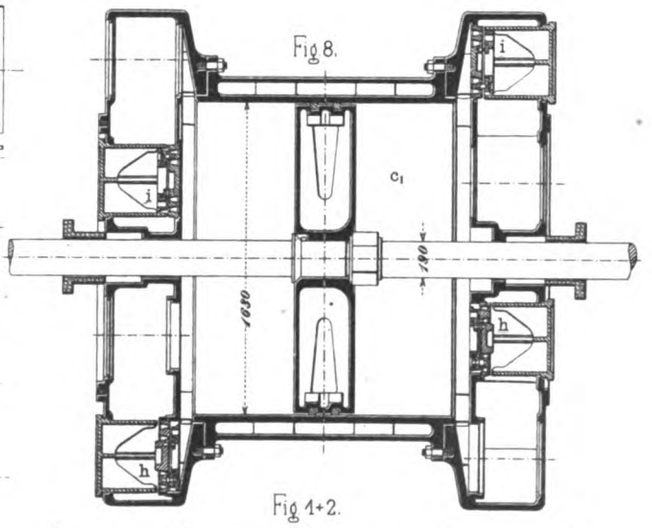
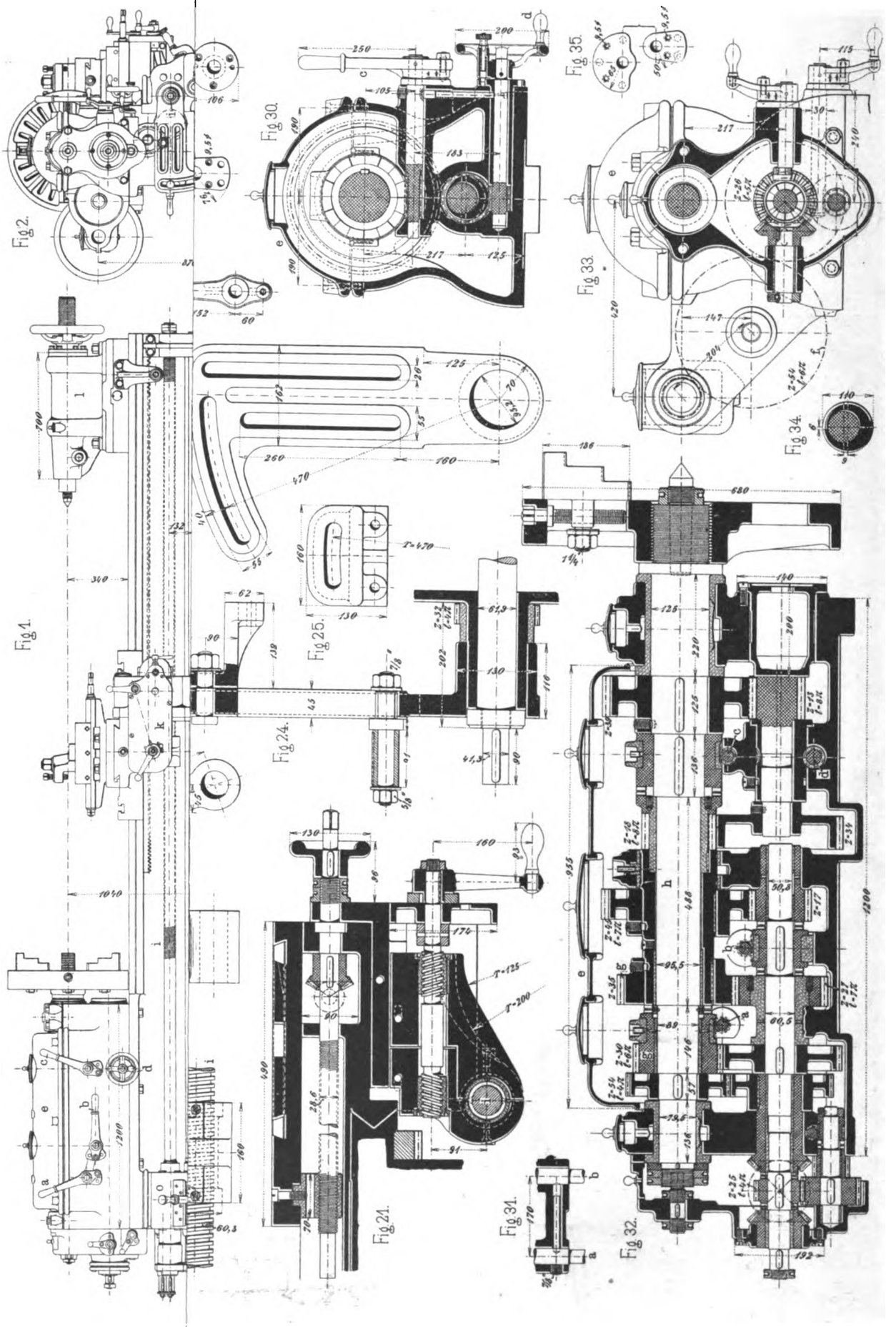


Fig 1-2.

Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

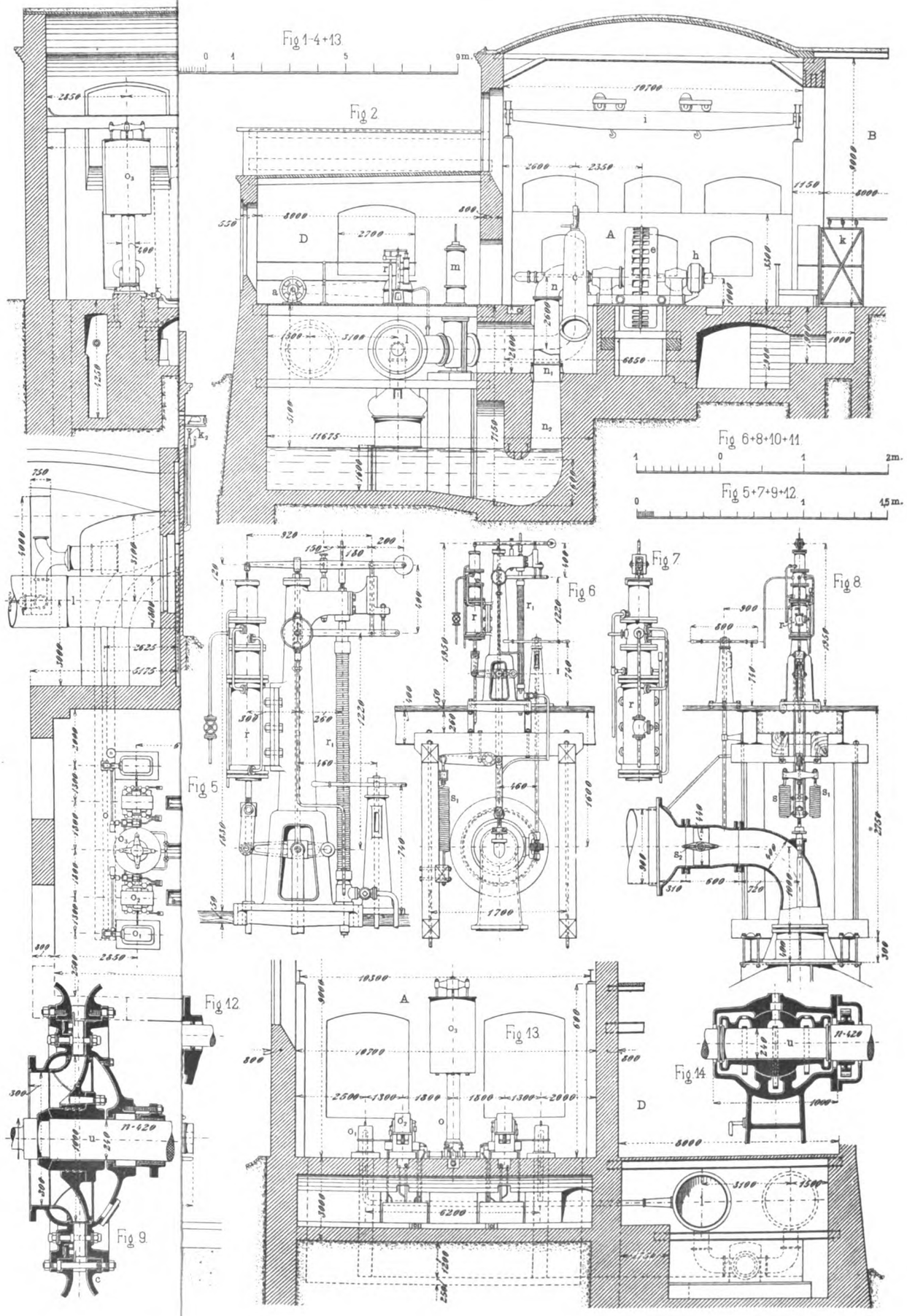
Digitized by Google

Digitized by Google



Digitized by Google

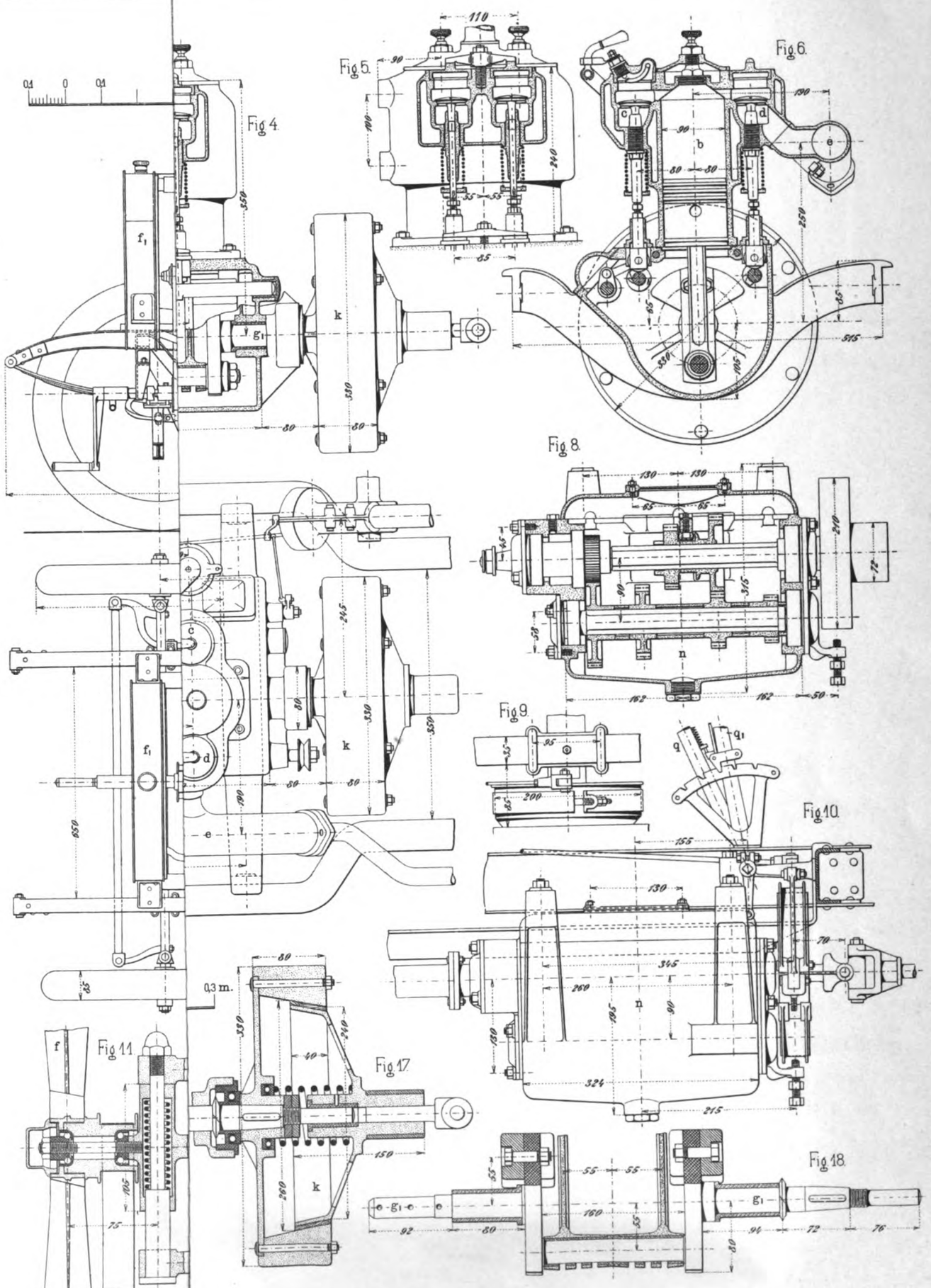
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

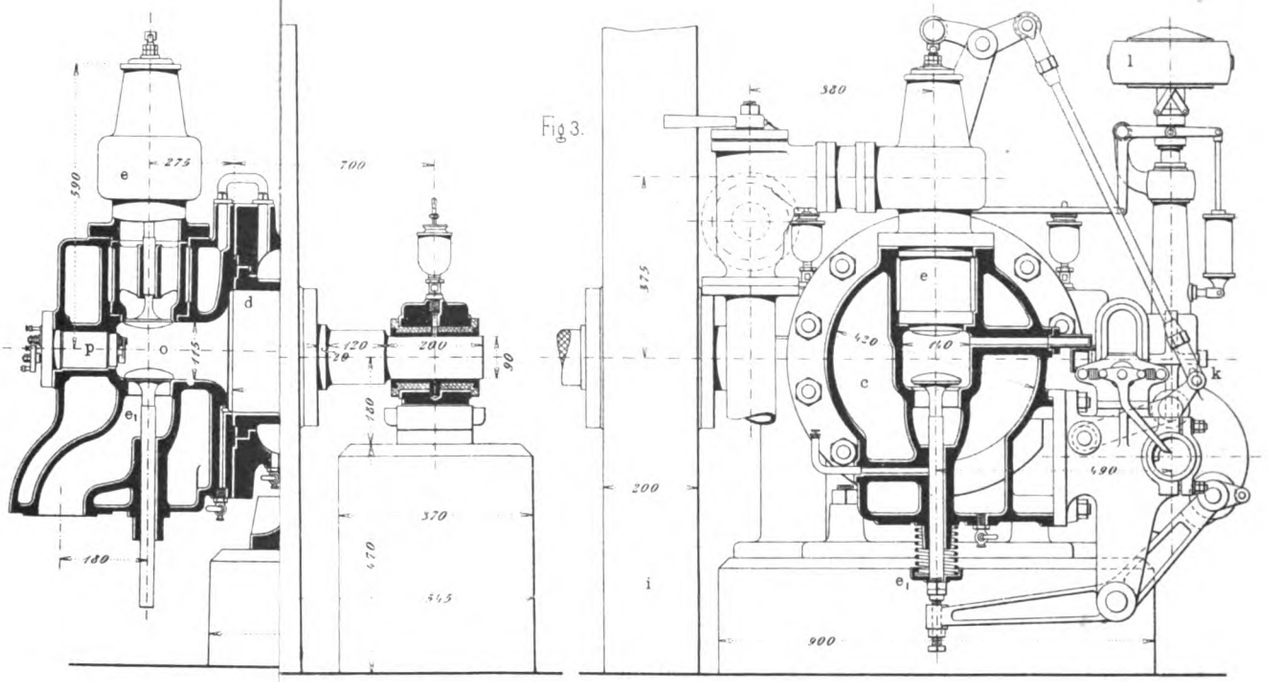
Digitized by Google

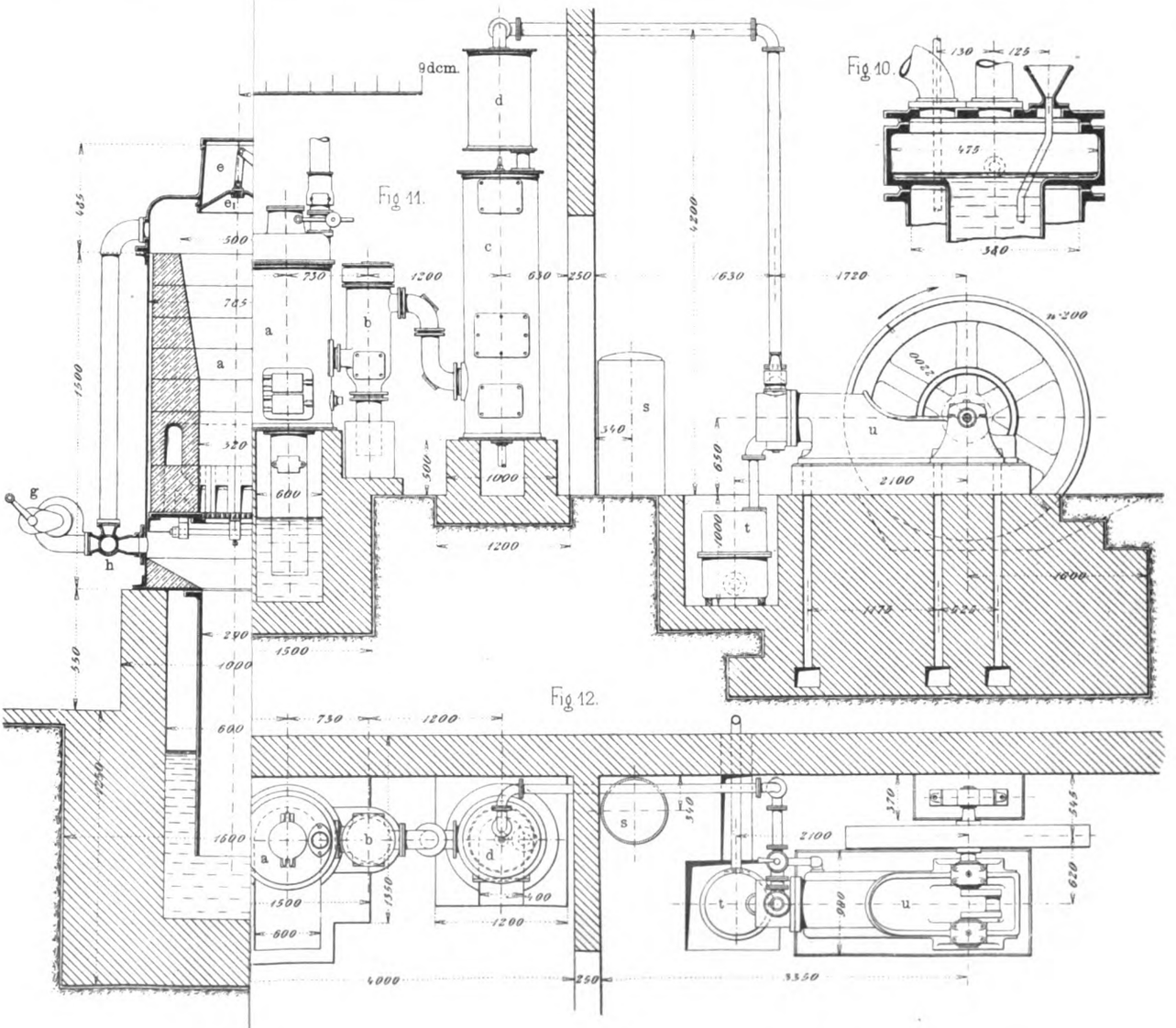
Digitized by Google



Digitized by Google

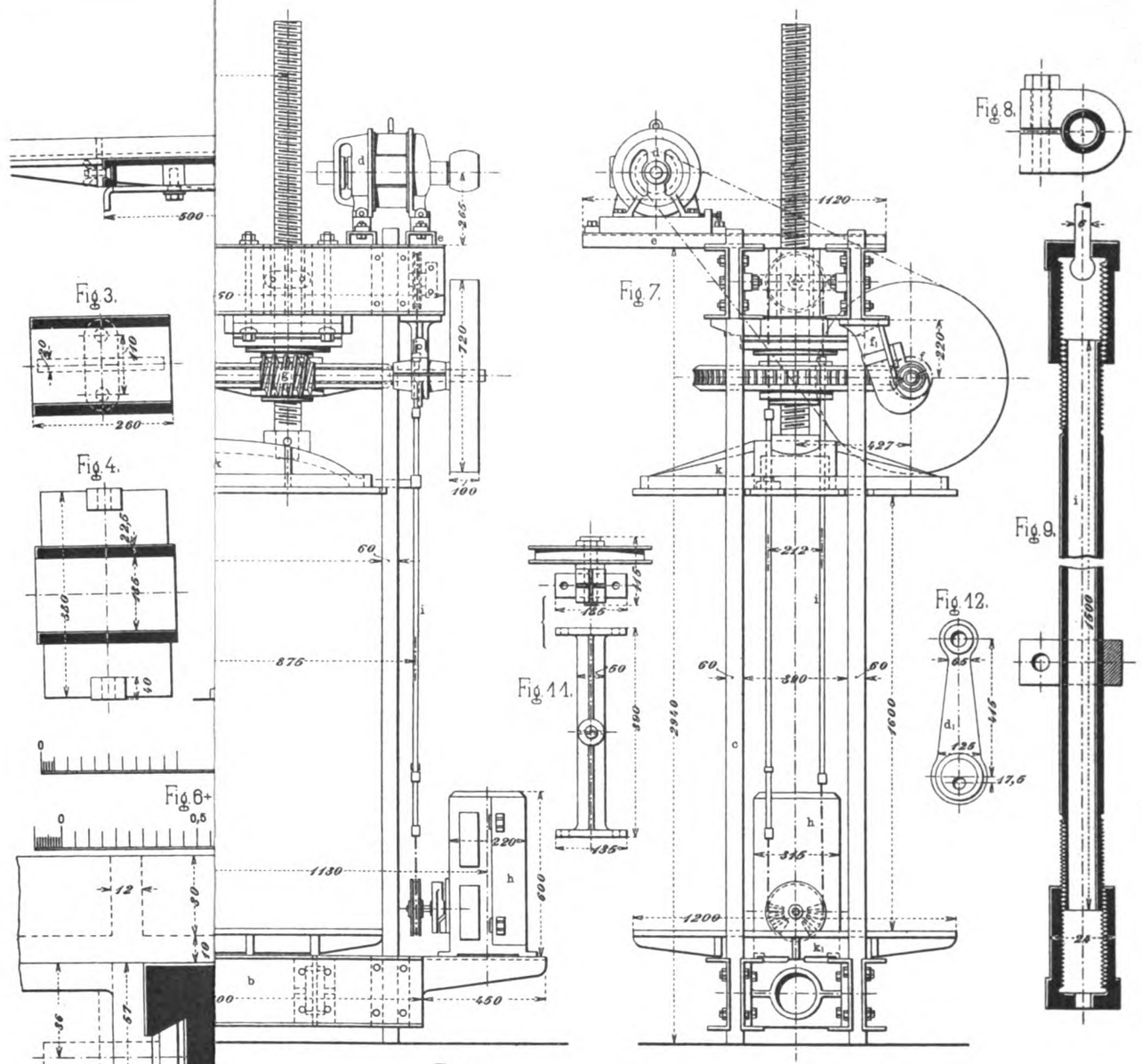
Digitized by Google





Digitized by Google

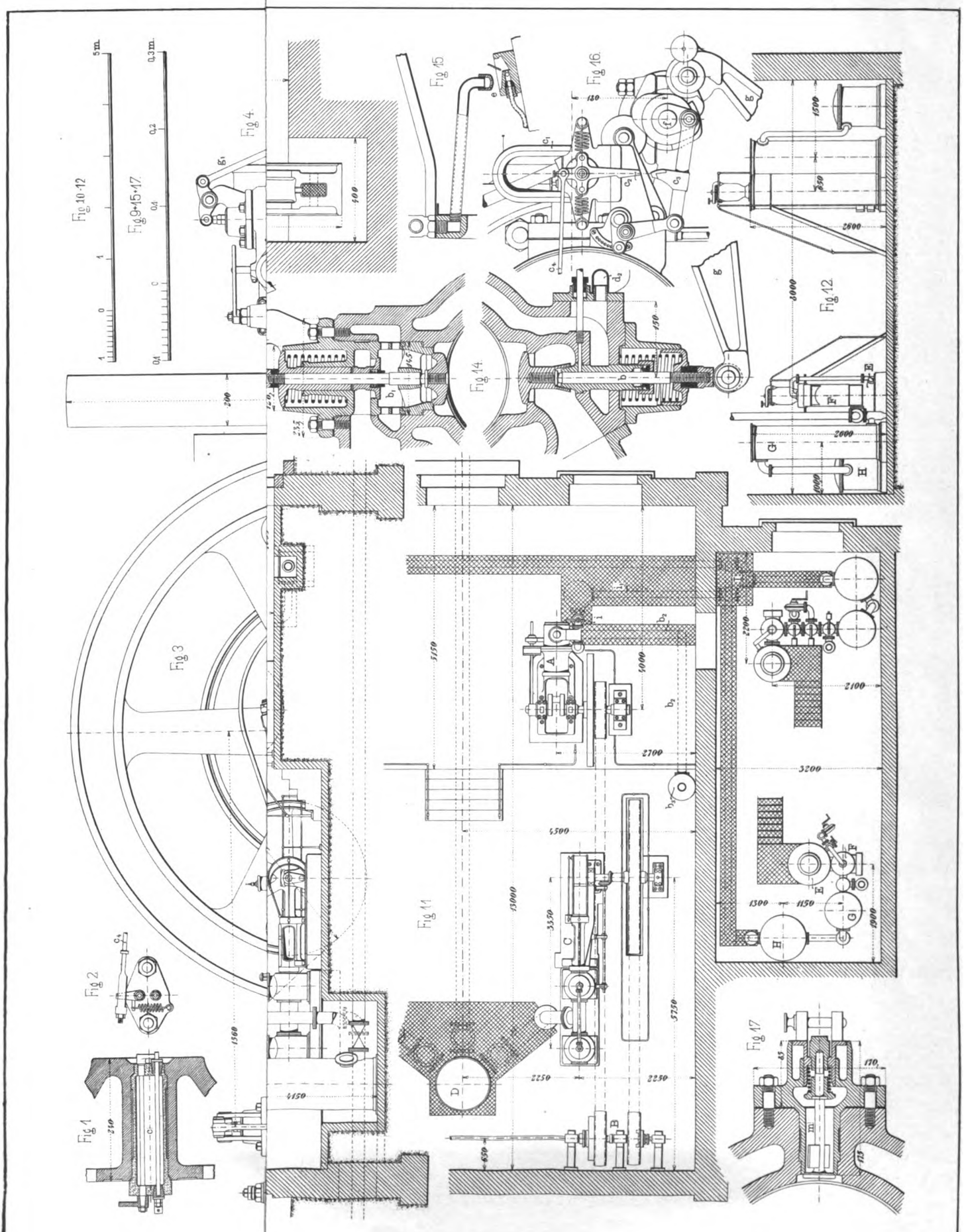
Digitized by Google



Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

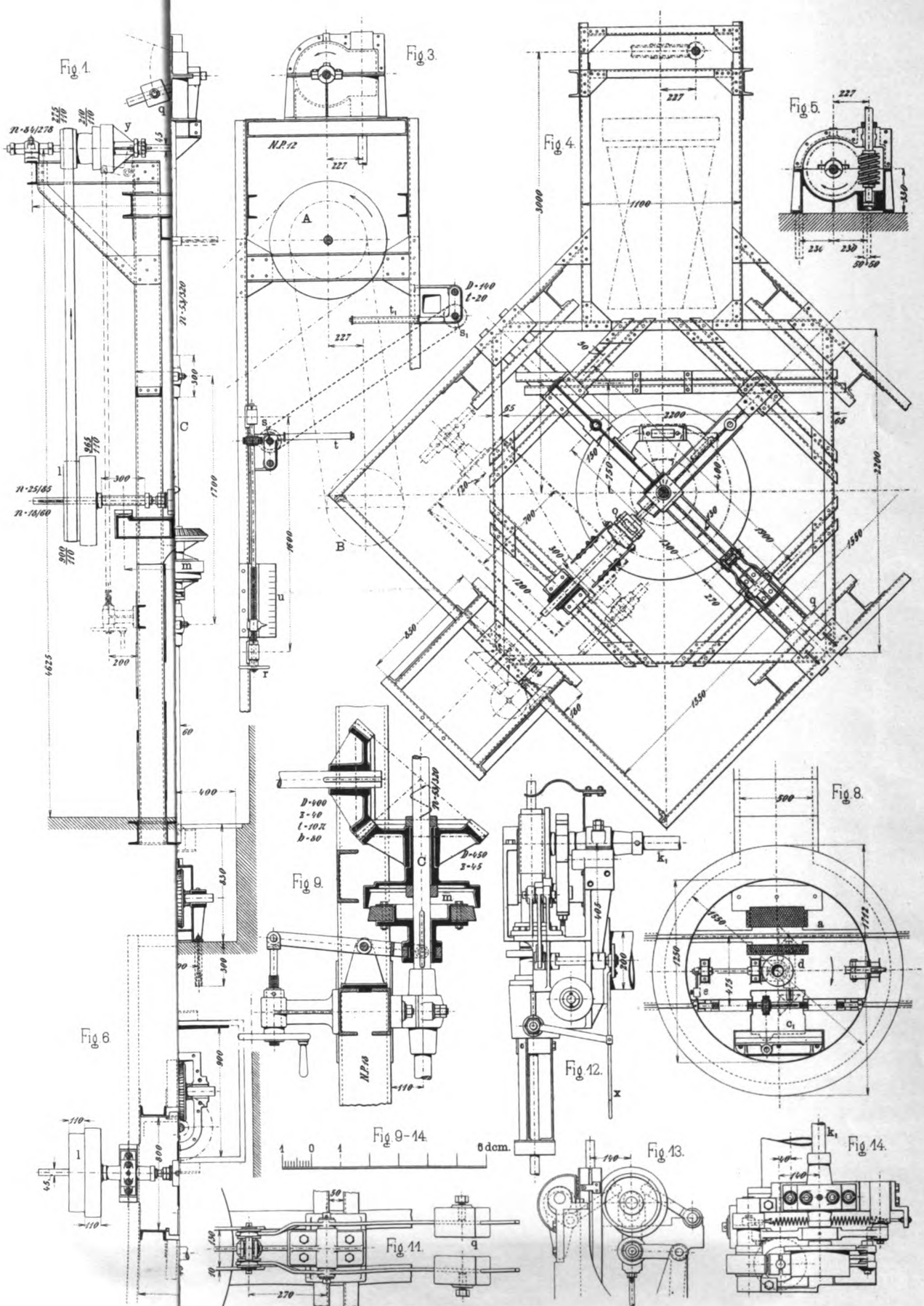


Aarland & Müller, Graph. K

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

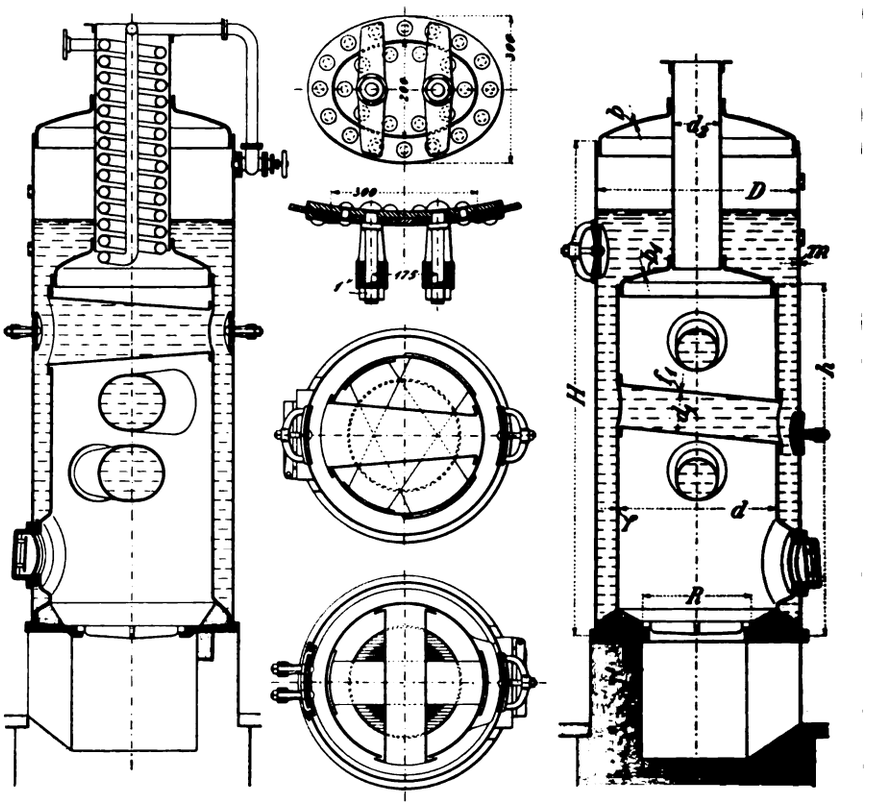


Aarland & Müller, Graph. Kunstanstalt, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google



Stehende Quersiederkessel

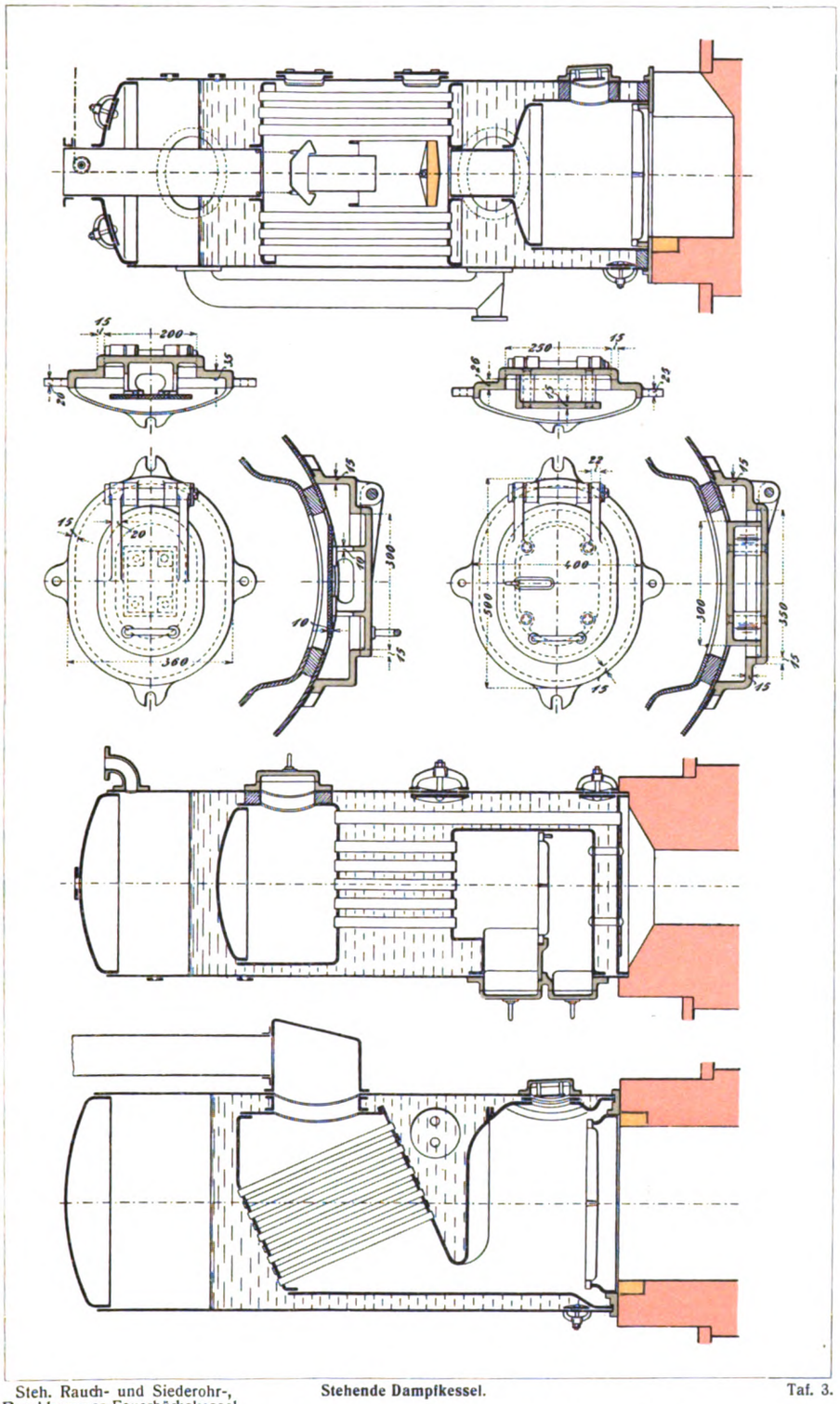
mit weiten Siederohren.

(Maße: mm)

Heizfläche d. Kessels in qm	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
Höhe des Kessels . H:	1800	2100	2200	2400	2600	2700	3000	3100	3200	3500
Durchmesser . . . D:	650	750	850	900	1000	1050	1050	1100	1150	1200
Höhe der Feuerbüchse h:	1050	1350	1430	1550	1800	1900	2100	2250	2350	2550
Durchmesser d. „ d:	500	600	700	750	800	850	850	900	950	1000
Zahl der Rohre:	2	2	2	3	3	3	4	4	4	5
Durchmesser d. Rohre d_1:	170	170	200	200	200	250	250	250	250	270
Durchmesser d. Rostes R:	400	430	430	520	550	600	620	700	700	720
Durchm. d. Rauchrohr. d_2:	150	200	200	230	230	260	260	290	290	290
Lichte Weite d. Feuertür:	$^{200}/_{300}$	$^{200}/_{300}$	$^{200}/_{300}$	$^{200}/_{300}$	$^{200}/_{300}$	$^{250}/_{350}$	$^{250}/_{350}$	$^{250}/_{350}$	$^{250}/_{350}$	$^{250}/_{350}$
Blechstärke im Mantel m:	7	7,5	8,5	9	9,5	10	10	10,5	11	11
„ d. Feuerbüchse f:	9	10	11	12	12,5	13	13	13,5	14	14,5
„ der Quersieder:	7	7	7	7	7	8	8	8	8	9
„ d. Mantelbodens b:	10	10	11	11	12	12	12	13	13	13
„ d. Feuerbüchsb. b_1:	10	10	12	12	13	14	14	15	15	15
„ des Rauchrohres:	7	7	8	8	8	8	8	8	8	8

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig

Digitized by Google



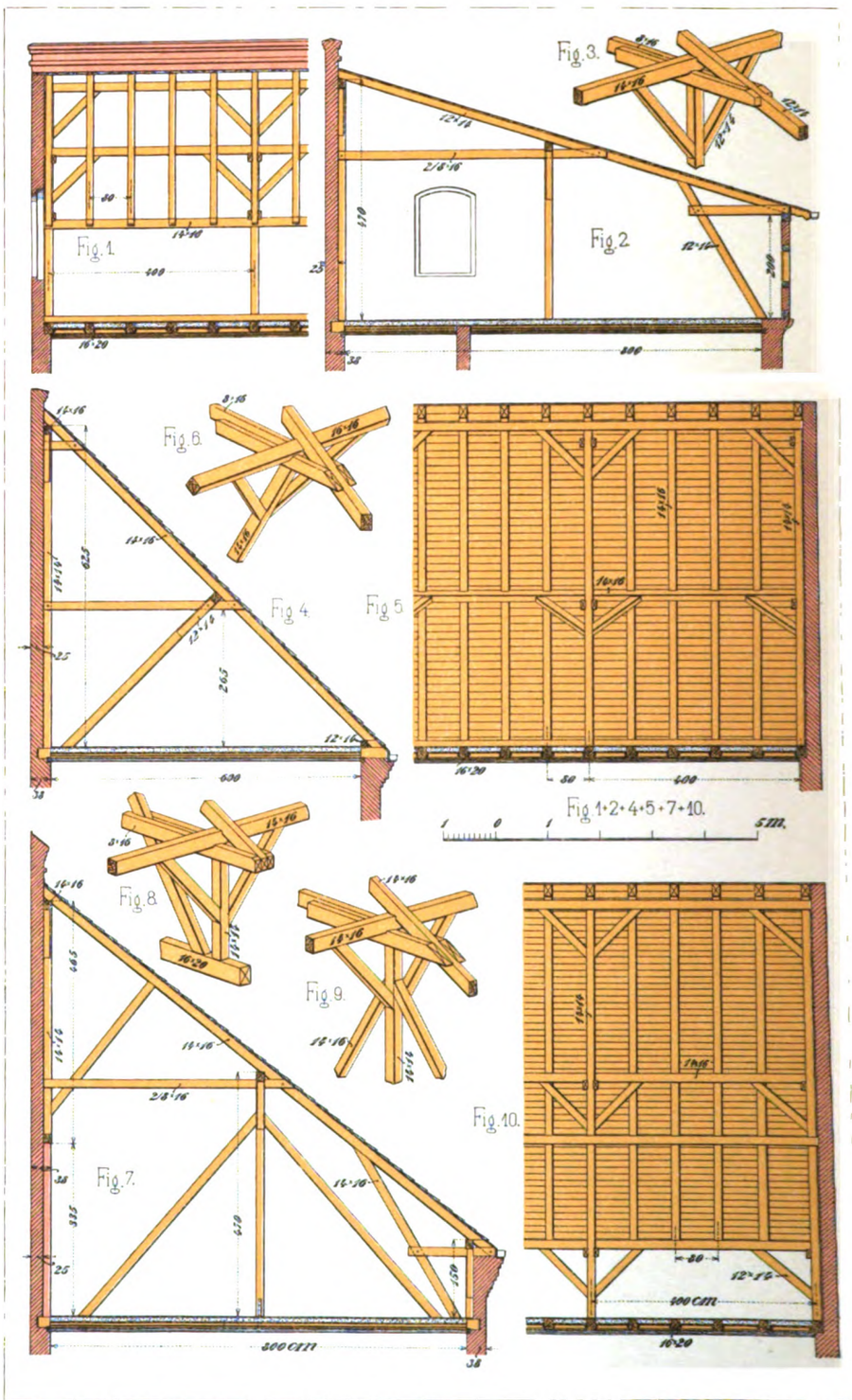
Steh. Rauch- und Siederohr-, Rauchkammer-Feuerbüchskessel. **Stehende Dampfkessel.** Taf. 3.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

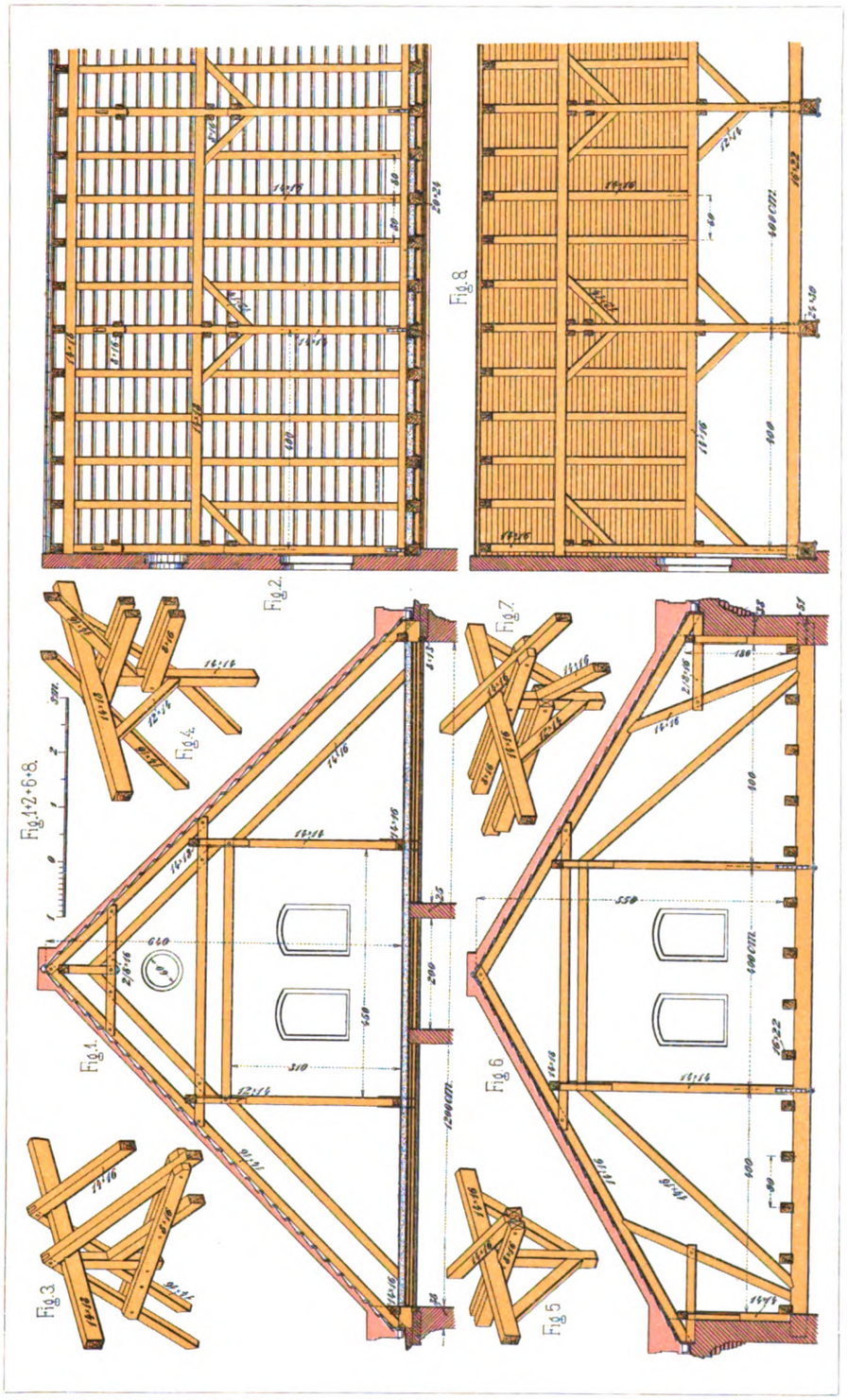
Digitized by Google

Digitized by Google



Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

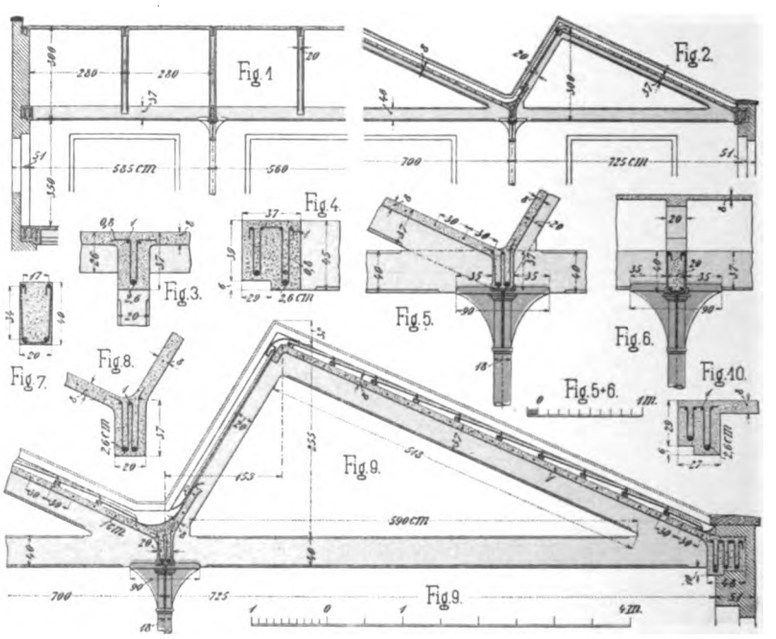


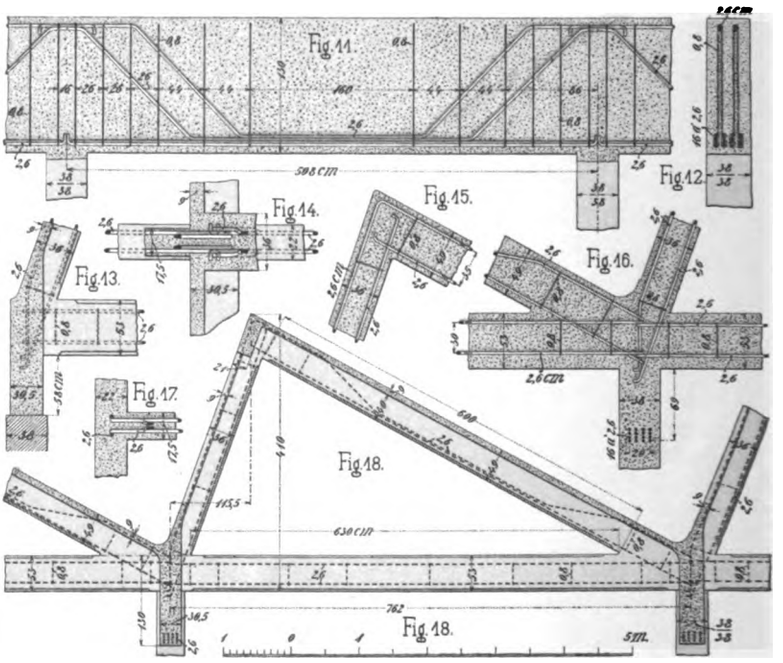
Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

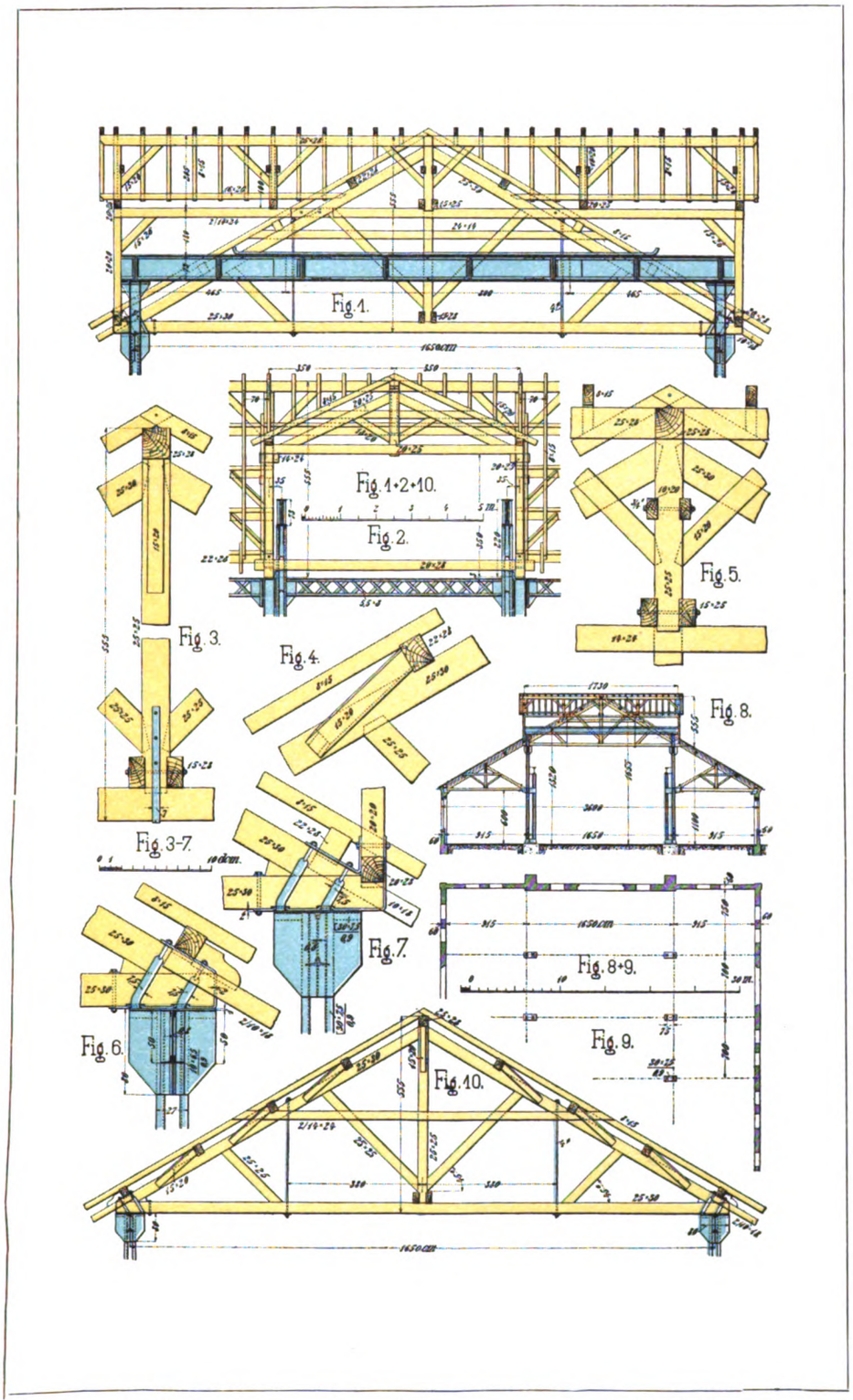




Sägedachstühle in Eisen-Beton. **Hochbau.** **Dachkonstruktionen.** Taf. 11.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google



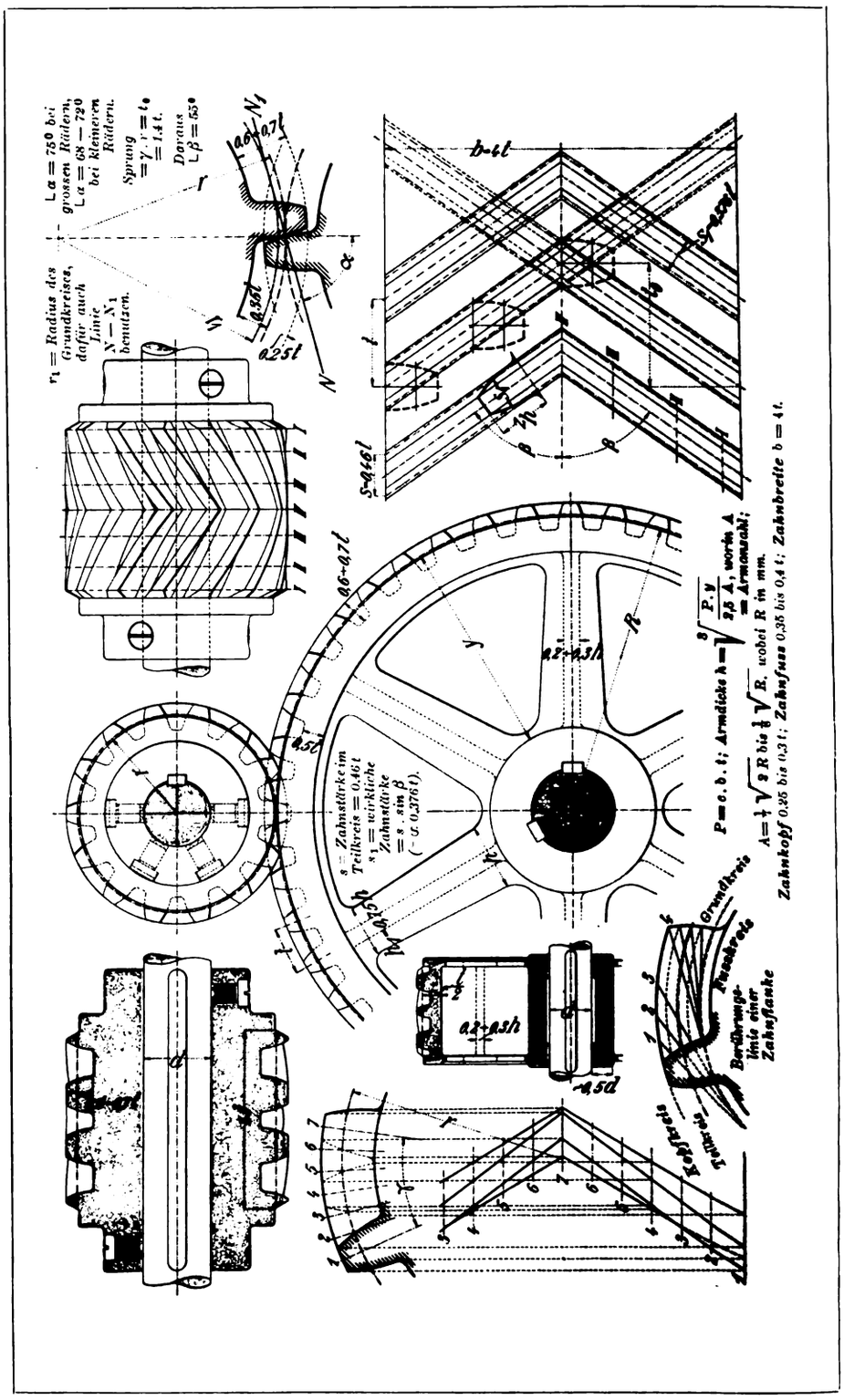
Hölzerner Dachstuhl. **Hochbau.** **Dachkonstruktionen.** Taf. 12.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

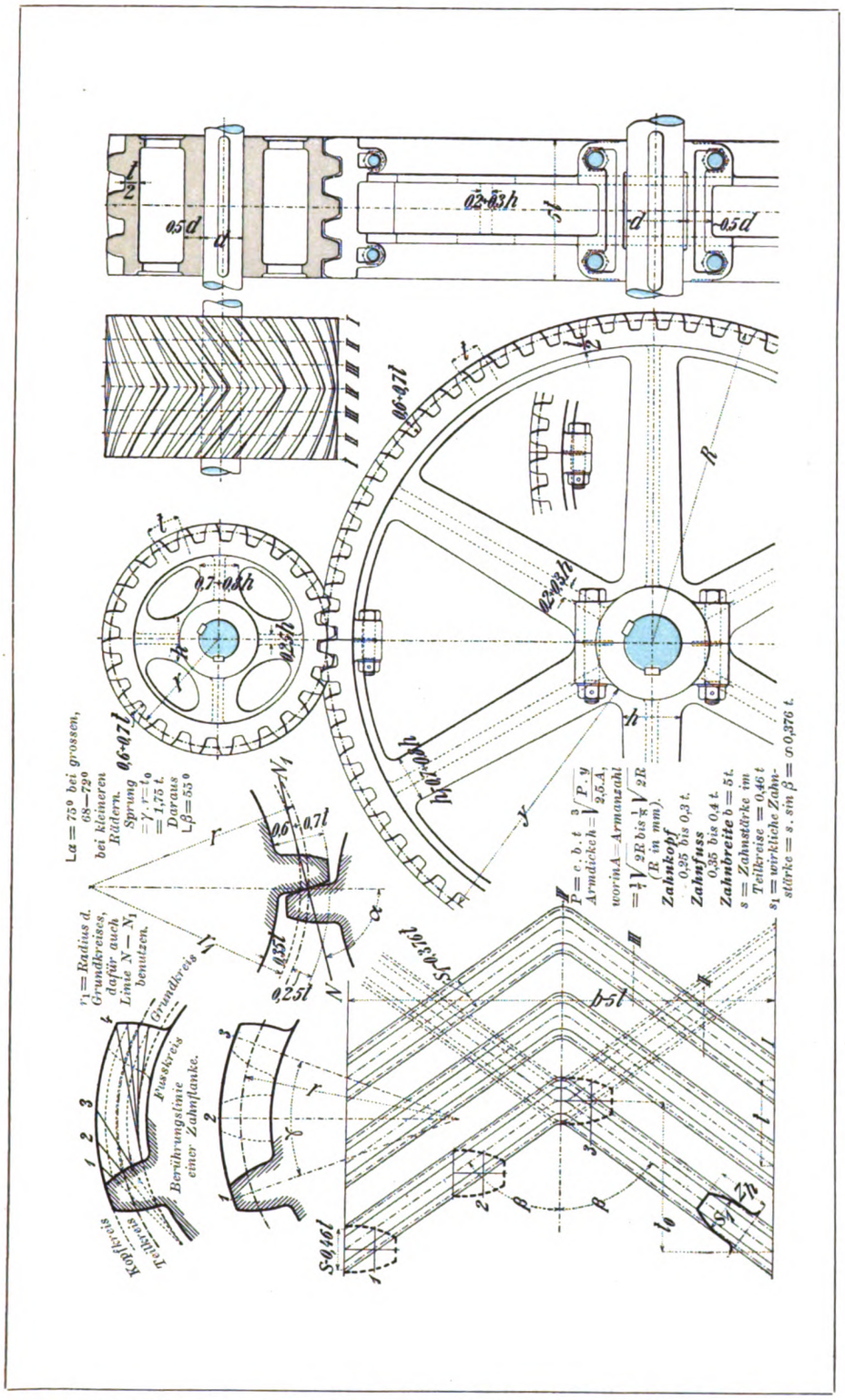
Digitized by Google

Digitized by Google



Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google



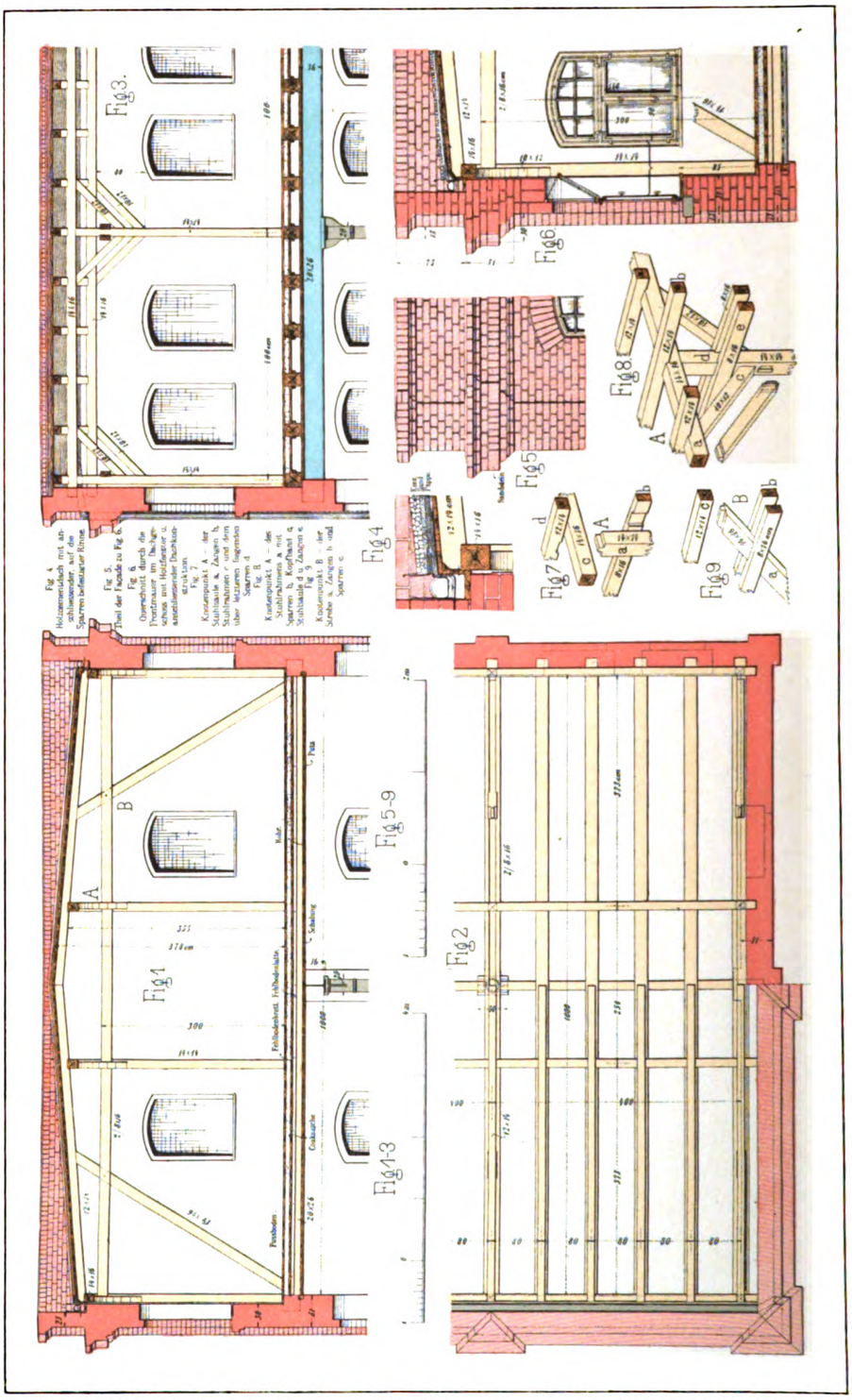
Zahnräder. **Zahnrädertrieb.** **Pfeil- oder Chevrons-Zahnräder.** Taf. 14.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

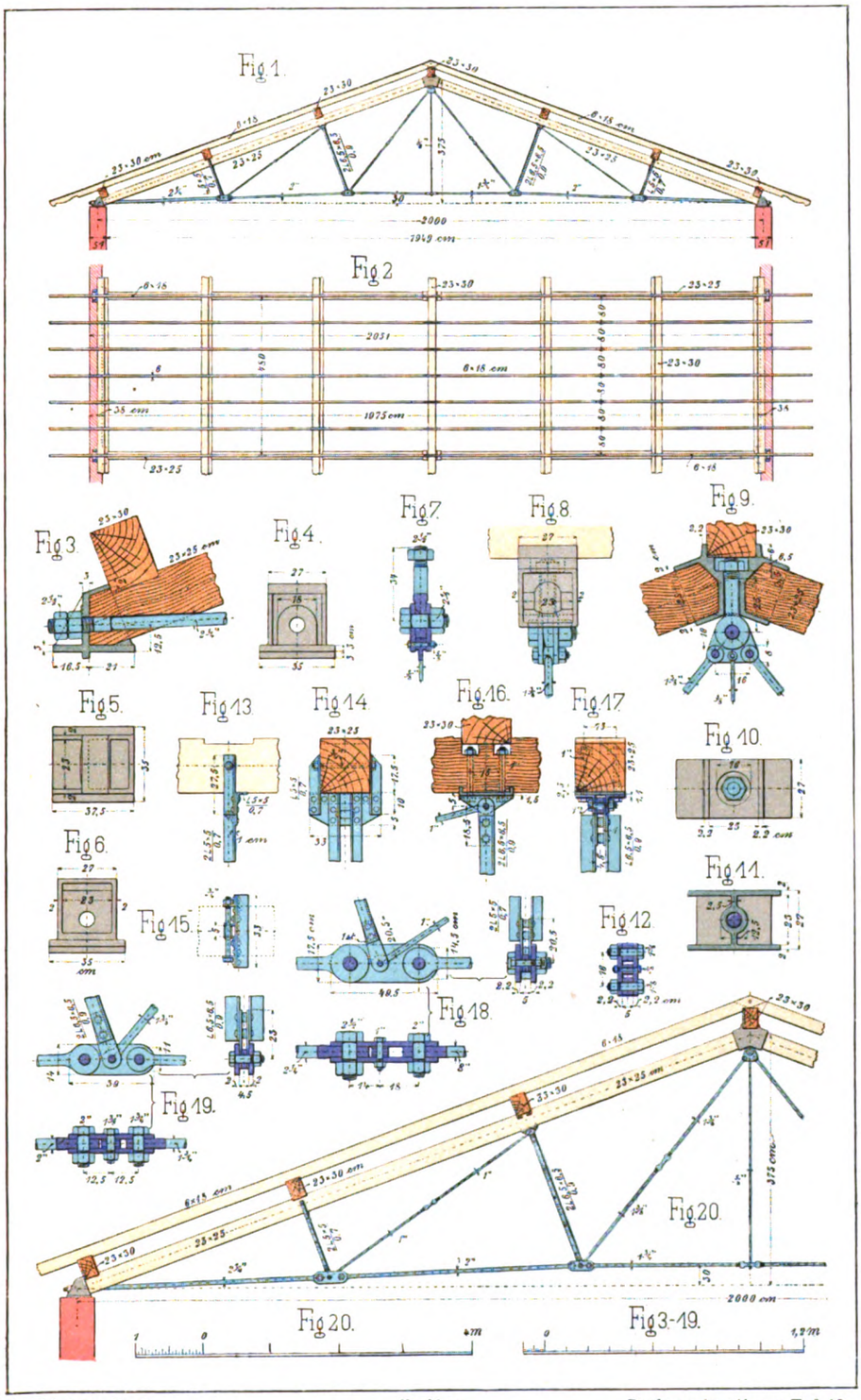


Flaches Holzcementdach. **Hochbau.** Dachconstructionen, Taf. 8.

Verlag: Bureau des „Prakt. Maschinen-Constructeur", Leipzig.

Digitized by Google

Uhland, Normalconstructionen.



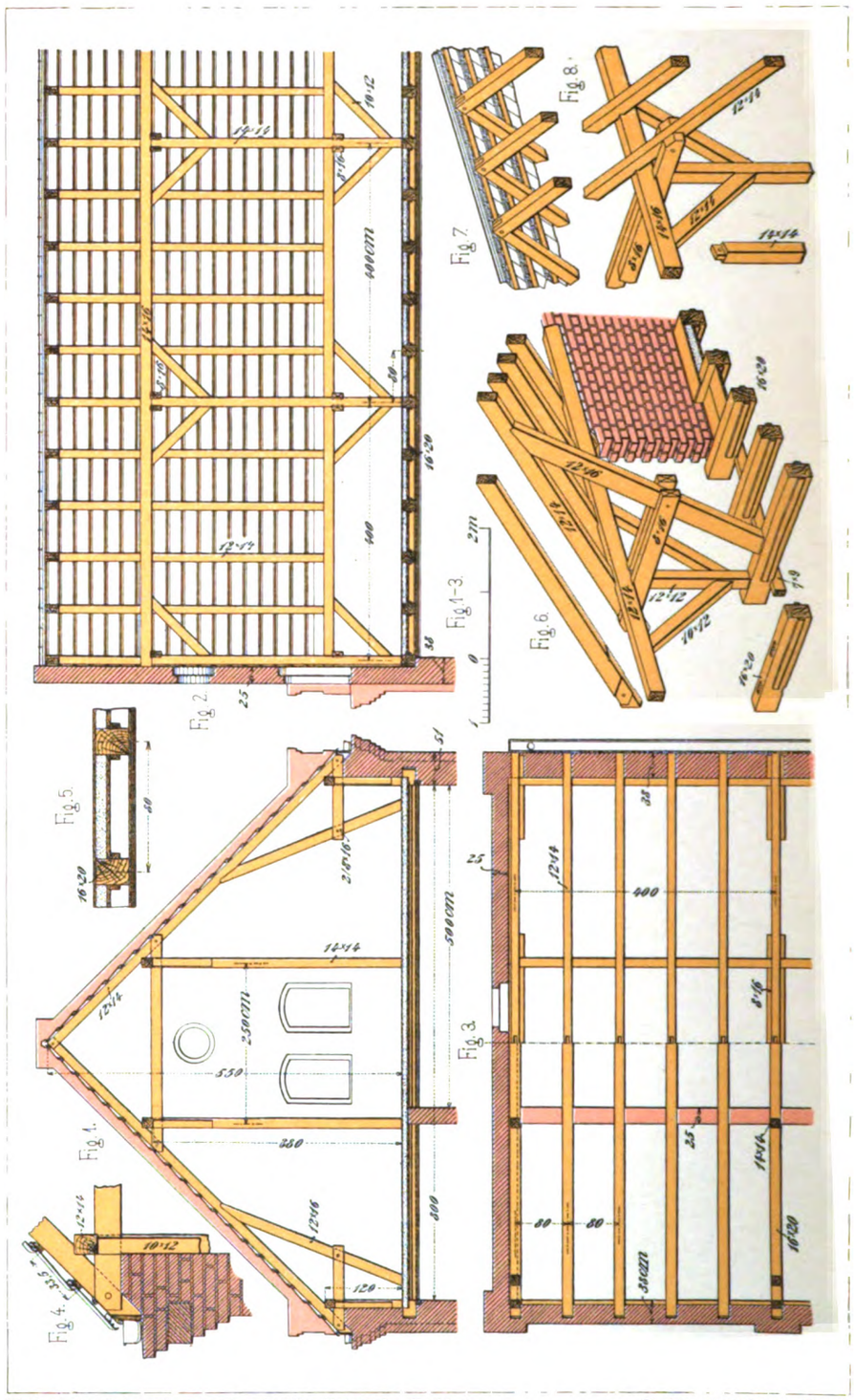
Combinirtes Dach. **Hochbau.** Dachconstructionen, Taf. 16.

Verlag: Bureau des „Prakt. Maschinen-Constructeur", Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

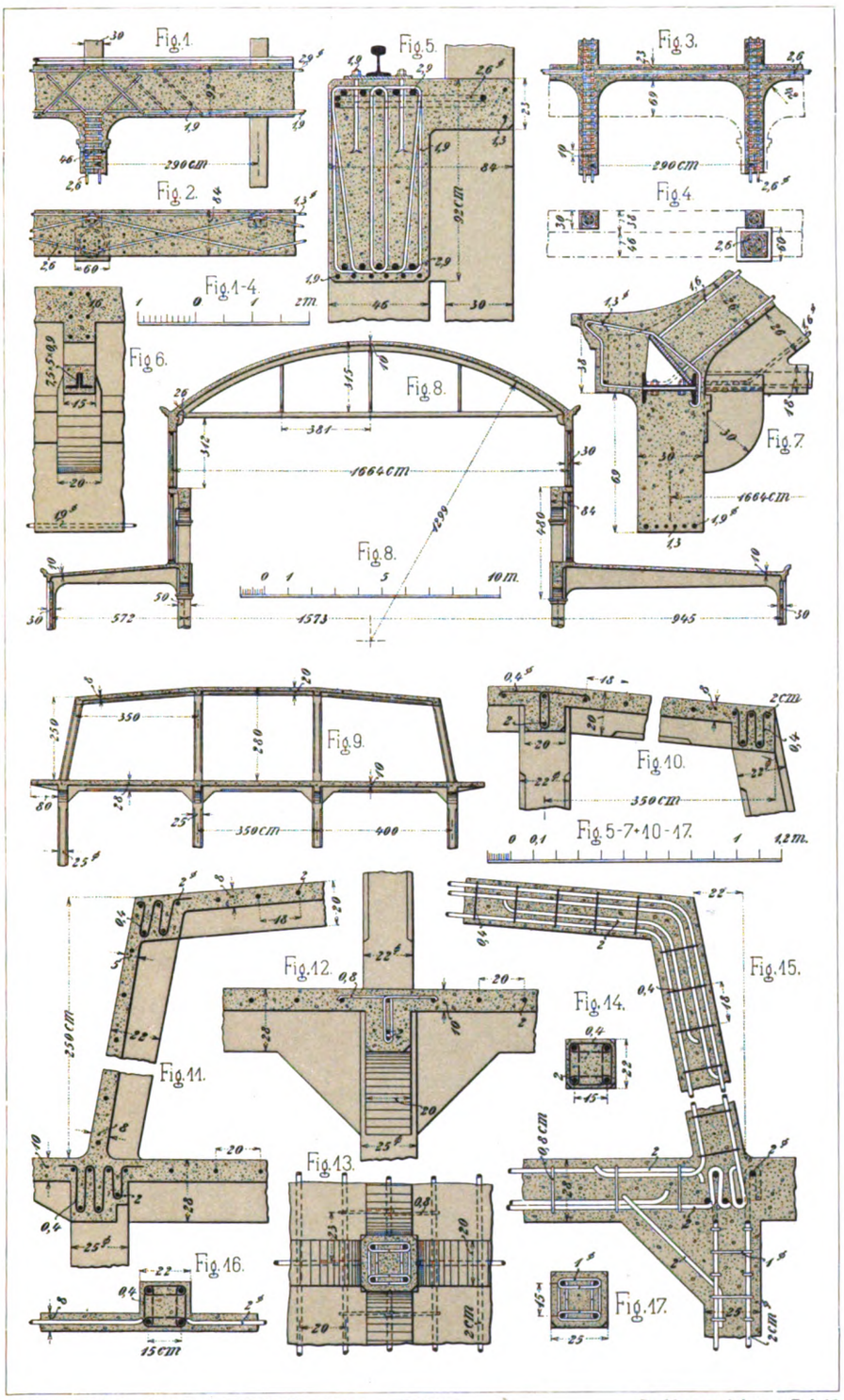
Digitized by Google



Pfettendach mit doppelt stehendem Stuhl u. Kniestock. **Hochbau.** Dachkonstruktionen, Taf. 5.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

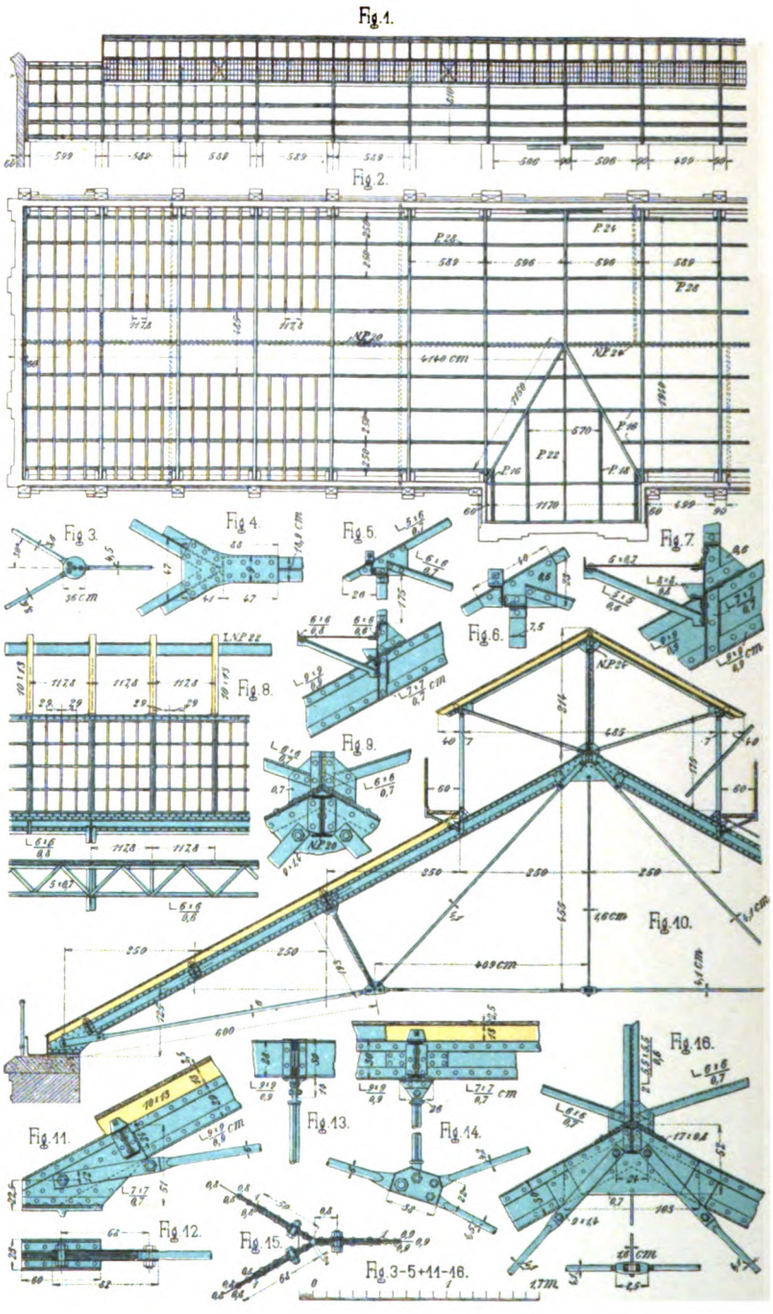


Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

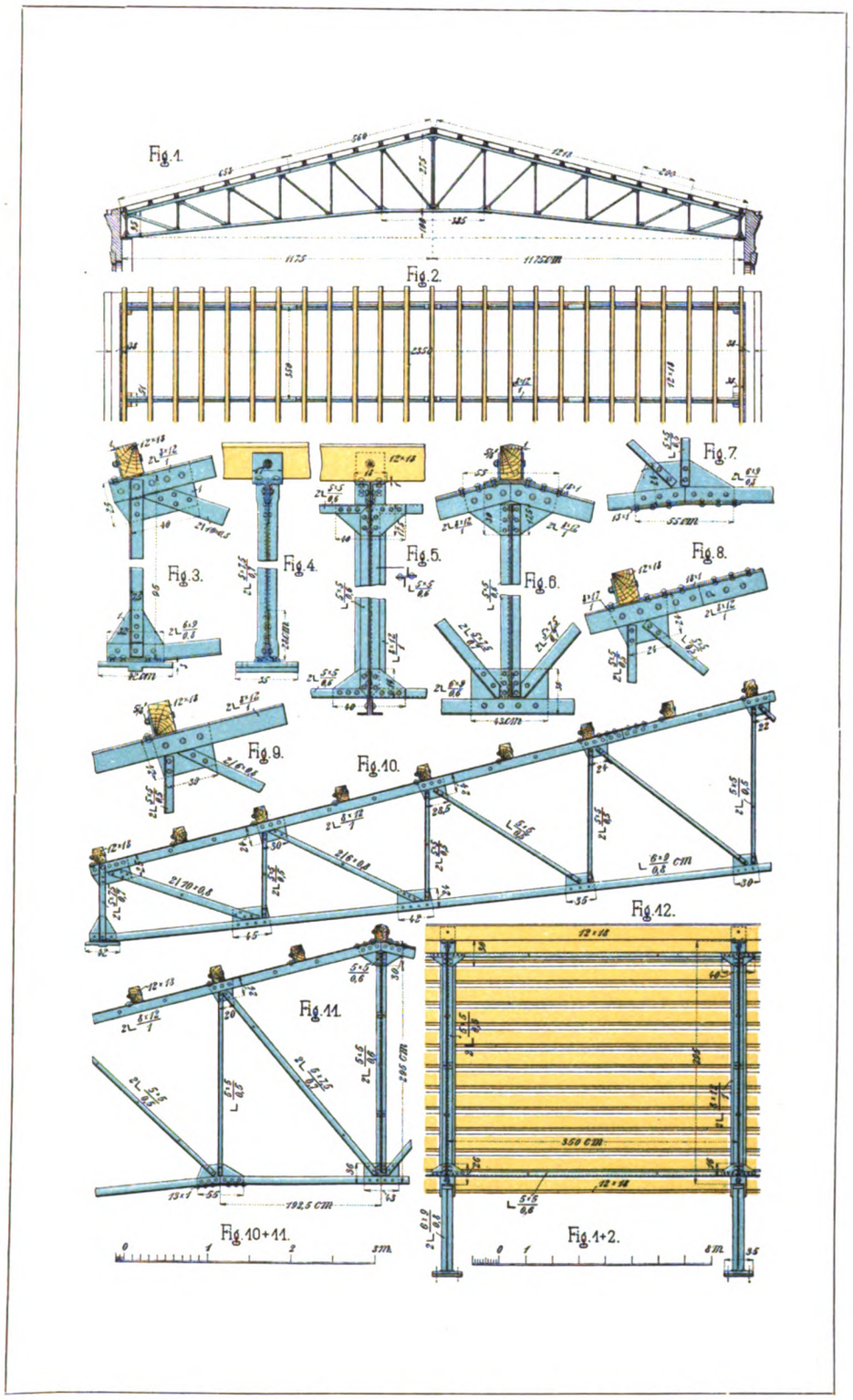
Digitized by Google



Eiserner Polonceau-Dachstuhl. **Hochbau.** **Dachkonstruktionen.** Taf. 17.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google



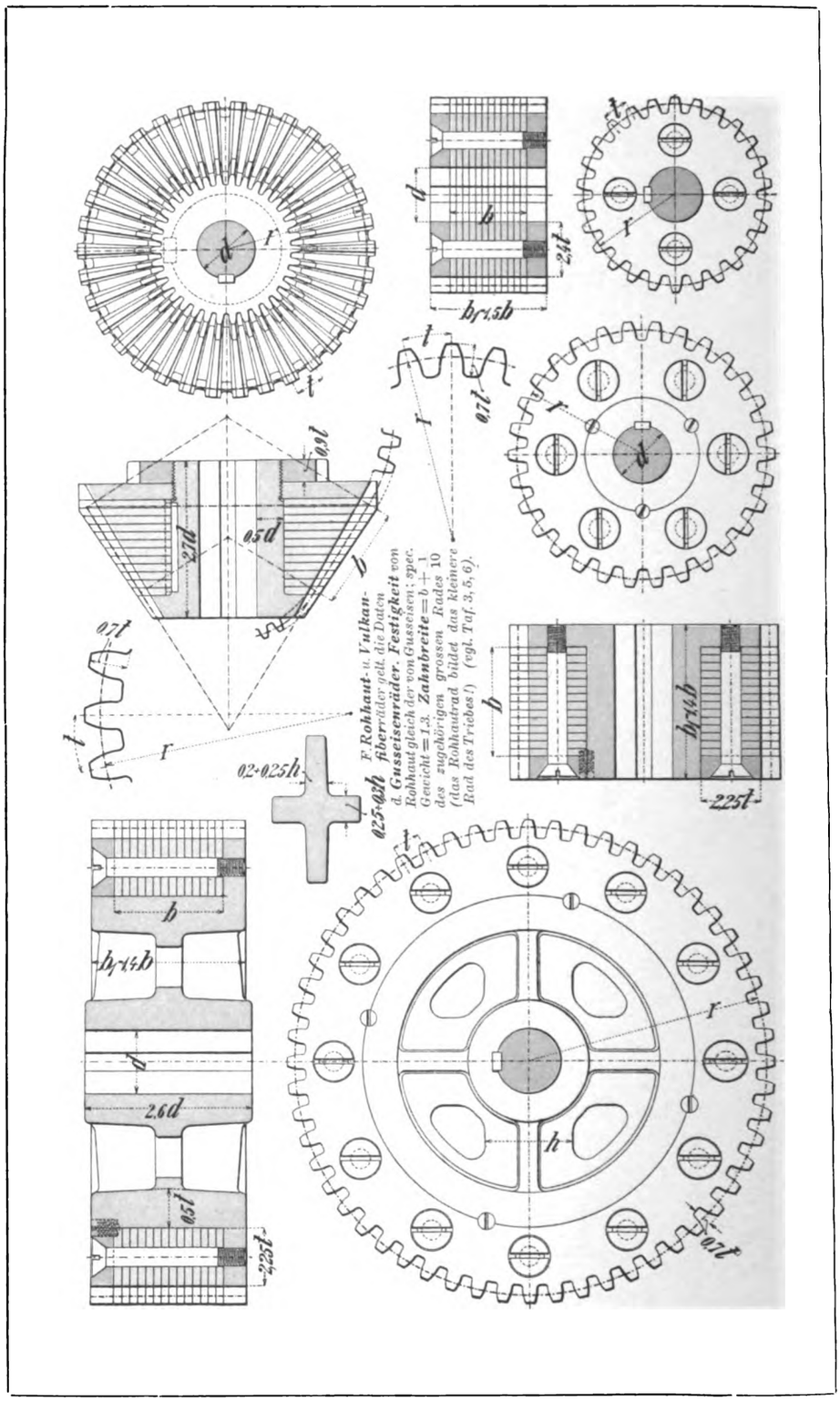
Eiserner engl. Dachstuhl. **Hochbau.** **Dachkonstruktionen.** Taf. 20.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

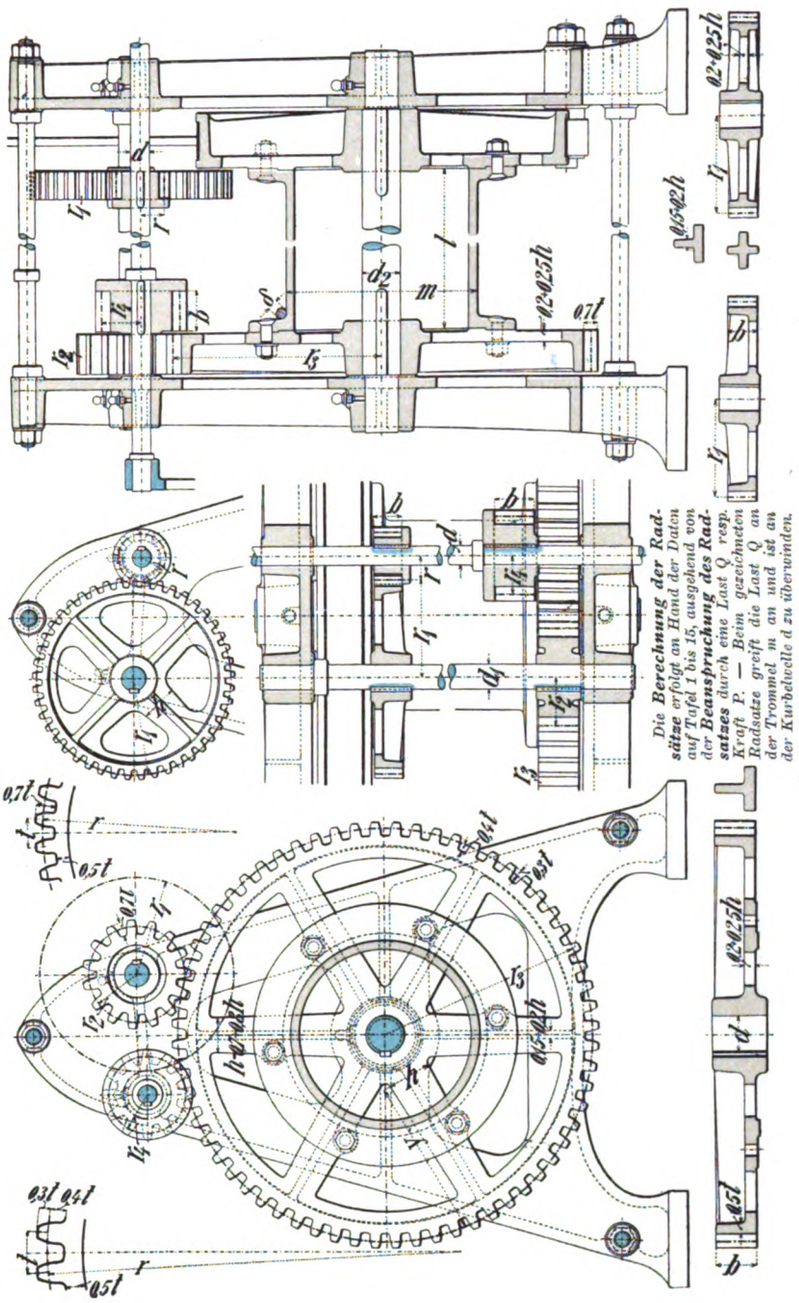
Digitized by Google



Zahnräder. **Zahnrädertrieb.** **Rohhaut-Zahnräder (Vulkanfiberräder).** Taf. 15

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google



Berechnung der Radsätze erfolgt an Hand der Daten auf Tafel 1 bis 15, ausgehend von der **Beanspruchung des Radsatzes** durch eine Last Q resp. Kraft P. — Beim gezeichneten Radsatze greift die Last Q an der Trommel m an und ist an der Kurbelwelle d zu überwinden.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Verzeichnis der inserierenden Firmen.

	Seite
Aarland & Müller, Leipzig	VIII
Akt.-Ges. Mix & Genest, Schöneberg-Berlin	XV
Allgem. Elektricitäts-Gesellschaft, Berlin SW.	VII
Atlas-Pumpenfabrik Emil Engelmann, Cöpenick	X
Becker, R. & Co., Dessau	XX
Berger-André & Co., Thann i. Els.	X
Biernatzki & Co., Chemnitz	IX
Blackman Export-Company, London E. C.	XIV
Bollinckx, H., Brüssel	VI
Bonneß & Hachfeld, Potsdam	XIX
Borbecker Maschinenfabrik u. Giesserei, Bergeborbeck	XVIII
Borsig, A., Berlin-Tegel	XIII
Briegleb, Hansen & Co., Gotha	XV
Bulnheim, Herm., Bautzen	XV
Carstens, J., Berlin-Wilmersdorf	III
Chem. Fabrik W. Städing & Co. m. b. H., Leipzig-Böhlitz-Ehrenberg	II
Corona, Fahrradwerke u. Metallindustrie, A.-G., Brandenburg	III
Deutsche Maschinen u. Werkzeugfabrik, G. m. b. H., Leipzig	VII
Deutsche Müllerschule, Dippoldiswalde	XIX
Dietrich, Jul. & Hannak, Chemnitz	X
Dietz, Joh., Altona	V
Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover	XX
Echo-Verlag, Berlin SW. 11	XV
Eckardt, J. C., Cannstatt-Stuttgart	V
Ehrlich, Oscar, Chemnitz	VIII
Erste deutsche Automobil-Fachschule, Mainz	XIX
Euböolith-Werke, Emil Séquin, Olten, Schweiz	X
Faber, A. W., Stein b. Nürnberg	IX
Franck, Carl, Feucht	V
de Fries, Heinrich, G. m. b. H., Düsseldorf	XII
Gisevius, Bogdan, Berlin W. 9	II
Goebels, Th. & Co., Cöln-Bickendorf	XIII
Götze, H., Berlin	XIX
Groß. Oldenburg. Baugewerk- und Maschinenbauschule, Varel a. J.	XIX
Gründig & Horeld, Chemnitz i. Sa.	XX
Gruson, Otto & Co., Magdeburg-Buckau	IV
Hasse, Carl, & Wrede, Berlin	XIV
Hauers, Martin, Ww., Nürnberg	II
Heede, Fritz, Hann.-Münden	XI
Herzfeld, Hans, Halle a. d. S.	X
Herzog, Paulus, Ingenieur, Katzhütte i. Thür.	II
Hoffmannswerk, Dresden-Leuben	XII
Holder, Gebrüder, Metzingen	XIX
Holzhäuer Maschinenfabrik-Ges., Augsburg	XV
Hommel, H., G. m. b. H., Idarwerk, Oberstein a. N.	XV
Howaldswerke, Kiel	VI
Ingenieurschule Zwickau	XIX
Jaeger, Rothe & Nachtigall, G. m. b. H., Leipzig-E.	XVI
Jäger, C. H., & Co., Leipzig	VI
Jahncke & Friedewald, Leipzig-Pl.	XII
Junghans, Wilh., Chemnitz	IV
Junk, Joseph, Berlin SW.	VI
Kaniss, A. W., Wurzen	II
Keller & Co., Chemnitz	II
Kleemann, Adolf, Erfurt	VIII
Kleemann, Gustav, Hamburg	III
Kohl, Max, Chemnitz	XIX
Königl. verein. Maschinenbauschulen, Elberfeld	XIX
Krämer, A., Stuttgart	XVIII
Kuntze, Gustav, Göppingen	V
Langbein-Pfanhauser-Werke, A.-G., L.-Sellerhausen	XII
Lanz, Heinrich, Mannheim	II
Lieder, G. F., Wurzen i. S.	VII
Lingner & Kraft, Dresden	XIII
Loewe, Ludw. & Co., Berlin	XIV
Maelger, E., Berlin N.W. 5.	XVII
Maihak, H. Hamburg	XX
Marx, Ferd. & Co., Hannover	VIII
Maschinenbau-A.-G. Golzern-Grimma, Golzern i. S.	II
Mars-Werke, A.-G., Nürnberg-Doos	XV
Maschinenfabrik Badenia, vorm. Wm. Platz Söhne, Weinheim	XIII
Maschinenfabrik Rhenania m. b. H. Köln-Ehrenfeld	XX
Maschinen- u. Armaturfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal	V
Meußer, Hermann, Berlin	VIII
Meyer, Roth & Pastor, Köln	VI
Müller, Albert, Leipzig	XIX
Pancksch, H., Landsberg	XVII
Pilz, C. F., Chemnitz	VIII
Pincus, Robert, Berlin W.	II
Polytechnische Buchhandlung R. Schulze, Mittweida	III
Polytechnisches Institut, Arnstadt	XIX
Polytechn. Institut u. Technikum Lage	XIX
Raupach, Richard, G. m. b. H., Görlitz	V
Reiß, R., Liebenwerda	XVI
Richter, E. O., & Co., Chemnitz	XVI
Riedel, Rich., L.-Reudnitz	III
Riefler, Clemens, Nesselwang	V
Ritter, W., Altona	XVIII
Ruppert, Paul, Langenöls	VIII
Sauer, Alexander, Ruhrort	X
Sauerbrei, W. & Co., Remscheid-V.	VI
Scheibe, Otto, Leipzig	X
Schippel, Richard, Chemnitz-Kappel	XIX
Schmid, A., Zürich	VII
Schmöllner Maschinenfabrik und Eisengieß., Paul Sylbe, Schmölln	XII
Schneider, Jaquet & Co., Strassburg	VIII
Schoene, Gebrüder, Halle a. S.	IV
Schrey, Ferdinand, Berlin SW. 19	XI
Schrieder, J., Säckingen	XII
Schumacher, Wwe. Joh., Köln	X
Schweinfurter Präzisions-Kugel-Lager-Werke, Fichtel & Sachs, Schweinfurt a. M.	XIV
Simmelbauer, K.P., & Co., Montigny	X
Sparfeuerungs-Gesellschaft m. b. H. Düsseldorf	VI
Stillich & Co., Mallmitz	XI
Stotz, A., Stuttgart	II
Technikum Altenburg	XIX
Technikum Hildburghausen	XIX
Technikum Neustadt i. Meckl.	XIX
Technikum Strelitz i. Mecklbg.	XIX
Technikum Worms	XIX
Technische Akademie Berlin	XIX
Technischer Hilfsverein, Berlin NW. 23	V
Thomas & Krieg, Neustadt a. H.	XV
Tourtellier, T., & Fils, Mülhausen	XII
Tschentschel, H., Breslau	XIX
Tümmler, Robert, Döbeln	II
Uhlands techn. Verlag, O. Politzky, Leipzig	VIII. XVI. XVII. XVIII
Uhland, W. H., G. m. b. H., Leipzig-G.	IX
Unger, Alfred, Berlin C. 2	X
Verein. elektrochem. Fabriken vorm. Levett & Findeisen und Dr. Hahn & Horn, Markranstädt	XVIII
Vogel & Schlegel, Dresden	XX
Wapler, A., C. & O., Tragnitz-Leisnig	XII
Wintzer, Herm., Halle a. S.	IX
Wünsche, Carl, Leipzig-Plagwitz	XVII
Wurmbach, H. Emil, Uckersdorf, Dillkreis (Nassau)	XII
Zahnräderfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk, A.-G., Augsburg	XIX
Zieger, Curt, Dresden-A. 18	VIII
Zimmermann, R., Bautzen	XII
Zwickauer Gußwerke, Zwickau	VI

Der Inhaber des **D. R. P. 169251, Ziegler,** betr.
„Eine Schiebersteuerung“
wünscht zwecks Verkaufs des Patents oder Erteilung von Lizenzen mit Interessenten in Verbindung zu treten. Anfragen vermittelt Patentanwalt G. Loubier, Berlin SW. 61.

Der Inhaber des **D. R. P. 173413 Levavasseur,** betr. **„Zylinderbefestigung für mehrzylindrige Explosionskraftmaschinen“** wünscht zwecks Erteilung von Lizenzen mit Interessenten in Verbindung zu treten. Anfragen vermittelt Patentanwalt G. Loubier, Berlin SW. 61.

Patentverkauf oder Lizenzerteilung.

Der Inhaber des **D. R. P. No. 163263,** betr. **„Maschine zur Herstellung von Zieheisen“,** und des **D. R. P. No. 169279,** betr. **„Maschine zum Schleifen von insbesondere für die Herstellung von Zieheisen bestimmten Schabern, Dornen u. dgl.“** wünscht seine Patentrechte an Interessenten abzutreten und bittet, gefl. Anerbieten an das Patentanwaltsbureau Robert R. Schmidt, Berlin, SW., Blücherplatz 3, gelangen zu lassen.

Soeben erschien:
Hilfsbuch für den Luftschiff- und Flugmaschinenbau
nebst Anhang:
Die Mechanik des Gleitbootes
von **Dr. Wegner von Dallwitz.**
Gr.-Okt. 44 Abb. 9½ Bgn. M. 4.—
Verlag **C. J. E. Volckmann Nf.**
(E. Wette), **Rostock i. M.** 70.

Unterlegscheiben.
Tüchtiger Meister für diesen Betrieb zum baldigen Antritt gesucht. Offerten sub. **J. B. 9534** an :: **Rudolf Mosse, Berlin S. W.** ::

CORONA

Fahrräder, Motorräder, Motorwagen, Motortransportfahrzeuge.
CORONA, Fahrradwerke u. Metallind. A.-G., Brandenburg a. H.
Verbindungen überall gesucht.
Der Katalog für 1909 ist erschienen.

Gebrauchte, gut erhaltene, verzinkte
Wellbleche
in verschied. Dimensionen, hat billig abzug.
Moritz Wolf, Hannover-Hainholz.

Pa. Messingguss, roh oder bearb. liefern billigst
Oventrop & Heutelbeck, Peine
Armaturenfabrik.

Technisches- u. Ingenieur-Bureau mit ersklassigen Verbindungen sucht
Vertretung für Italien
von leistungsfähigen Firmen der elektrotechnischen u. Maschinenbranche. Prima Referenzen. Gefl. Offerten an **Oblieght, Bagutta 24, Mailand.**

Welche Firmen richten :: ::
Blech-Verzinkereien
ein (Heissverzinkereien oder auf galvanischem Wege) sowie autogene oder elektrische Blechschweissereien. Gefl. Offerten an :: :: :: :: ::
End & Comp., Stanislau (Galizien).

Maschinentechnisch gebildeter
Zeichner
durchaus erfahren in Herstellung von Fundament-Disposition- und Konzessionsplänen und den zugehörigen Registraturarbeiten **per sofort** von großer süddeutscher Maschinenfabrik gesucht. Lebenslauf, Photographie, Zeugnisabschriften und Gehaltsansprüche unter **T. 566 F. M. an Rudolf Mosse Berlin.**

Armaturen-Ingenieur.
Für Amaturenfabrik u. Metallgiesserei (100 Arbeiter) wird ein durchaus tüchtiger, energischer, erster Ingenieur für Konstruktion u. Betrieb für 1. 1. 1909 gesucht. Derselbe muss flotter Konstrukteur und im modernen Armaturenbau durchaus bewandert sein. Offerten mit Bild und Gehaltsansprüchen unter **B. 227** an die Expedition dieser Zeitschrift erbeten.

VERTRETER IN ITALIEN.
Ingénieur mécanicien diplomé au Polytechnicum de Milan cherche représentance de genres mécaniques. Caution disponible à l'eccurrence.
Ing. Ceva, Piazzale Venezia 3, **Milano.**

Former-Giessermeister
31 Jahre alt, evang., verh., im gesamten Giessereiwesen, sowie Kugelofenbetrieb, dem Lohn- und Akkordwesen aufs beste vertraut, sucht sich möglichst bald dauernd zu verändern.
Gefl. Off. unter **„B. 229“** an die Exp. dieser Zeitschr. erb.

Lohnbeutel mit Druck 1.75
Postkart. Ia. Karton 3.25 Briefumschl. 2.50
Mitteilungen 2.75 per 1000 **mit Druck.**
J. Carstens Berlin-Wilmersdorf.

MOTORE
für Gas, Benzin etc., neu u. gebraucht, unter Garantie
R. RIEDEL, LEIPZIG-R.
Maschinenbau- und Reparatur-Anstalt
Moderne Transmissionen.

Durch jede Buchhandlung zu beziehen ist:
Berechnung, Ausführung und Betrieb
der heutigen
Dampfkessel-Anlagen
von **A. Pohlhausen,** Dipl. Ing. Mit 209 Seiten Text (Folioform.) 145 Textfiguren, 36 lithogr. Tafeln und einer Beilage. Preis 20.— Mark. Das bestempfohlene Buch enthält zahlreiche durchgerechnete Beispiele, vollständig detaillierte und der Praxis entlehnte Zeichnungen und eignet sich sowohl zum Selbststudium wie für die Praxis.
Verlag der
Polytechnischen Buchhandlung
R. Schulze, Mittweida.

Kleemann's
Ueberhitzer-Stopfbüchsen-Packung
„Excelsior“ (EU)
für überhitzten Dampf.
GUSTAV KLEEMANN, HAMBURG I.

Digitized by Google

Maschinen-Ingenieur,
26 J. alt, kath., ledig, beim Eisenbahn- u. Telegr.-Regim. in Österr. ged., Absolv. d. beid. Abt. (Maschinenbau u. Elektrotechn.) der k. k. Fachschule in Komotau in Böhm., u. d. städt. Gewerbe-Akad. Friedberg i/H. (Exam. m. Auszeichn.) wünscht, gestützt auf 4 jähr. Werkstattpraxis u. seine gut. Zeugn., Anfangsstellg. unt. besch. Anspr. ab 1. 1. 09 in irgendeinem industr. Unternehmen in Betrieb od. Bureau. Derselbe ist bewand. im Bau v. Dampfmasch., Turbinen, Kessel, Hebezeuge, Werkzeugmasch., u. besitzt prakt. u. theoret. Kenntn. auf dem Gebiete der Stark- u. Schwachstromtechnik. Zur pers. Vorstllg. gern bereit. Gefl. Offerten erb. unter **B. 230** an die Expedition dieser Zeitschrift.

Stellenliste
für Techniker
aller Industriezweige.
Offerten unter Angabe der Nummer an
Uhlands technischer Verlag
Otto Politzky,
Leipzig.

Offene Stellen.

Für Abonnenten und Inserenten gratis. Offerten muss das Porto für Weiterbeförderung beigelegt werden.

1961. Für Armaturenfabrik und Metallgießerei (100) Arbeiter wird ein durchaus tüchtiger, energischer, erster Ingenieur für Konstruktion und Betrieb für 1. 1. 1909 gesucht. Derselbe muß flotter Konstrukteur und im modernen Armaturenbau durchaus bewandert sein. Offerten mit Bild und Gehaltsansprüchen erbeten.
1984. Für k. k. Fachschule für Gewehr-Industrie in Österreich kommt mit Beginn des II. Halbjahres des Schuljahres 1908/9 eine Lehrstelle der IX. Rangklasse für technische Lehrfächer zu Besetzung. Bewerber welche eine inländische technische Hochschule (Maschineningenieurabteilung) besuchten, haben ihre Zeugnisse über die mit Erfolg abgelegten beiden Staatsprüfungen, eine längere technische Praxis und das curriculum vitae anzuschließen und bis spätestens 15. Januar 1909 einzureichen. Bei sonst gleicher Voraussetzung erhalten Bewerber, welche eine waffentechnische Ausbildung oder Praxis, bezw. Praxis als Waffenkonstrukteure nachweisen können, den Vorzug.
1998. Zwei junge Techniker, gewandte Zeichner für eine Fabrik der Heizungsbranche zum sofortigen Antritt gesucht. Bewerbungen mit Zeugnisabschriften und Angabe der Gehaltsforderung erbeten.
2013. Volontär, jüng. Techniker einer Maschinenbau- oder Baugewerkschule, gesucht. Demselben ist Gelegenheit gegeben, sich in allen Zweigen des Gas- und Wasserfaches gründlich auszubilden. Bewerber wollen ihre Gesuche nebst Lebenslauf einreichen.
2014. Für Konstruktionsbureau gesucht ein jüngerer tüchtiger Konstrukteur, der bereits gute Bureaupraxis besitzt und womöglich in Ventilatorfabriken tätig war.
2015. Gesucht für Abteilung Blechbearbeitungsmaschinenbau möglichst zum baldigen Eintritt ein Ingenieur mit mehrjähr. Erfahrg. in diesem Spezialfach. Angeb. mit Gehaltsanspr. und Referenzen erbeten.
2016. Tücht. Heizungs-Ingenieur mit langjähriger Praxis im Heizungsfache zur Anfertigung von Montagezeichnungen, Materialauszügen und Ausarbeitung kleinerer Projekte gesucht. Angebote mit Angabe der Gehaltsanspr., des Alters, des Eintrittstermins und unter Beifügung von Zeugnisabschriften erbeten.
2017. Branchekundiger Techniker für Holzbearbeitungsmaschinenfabrik per sofort gesucht.
2018. Für d. Konstruktionsbureau d. Abteilung „Elektrohängebahnen" gesucht z. baldigen Eintritt einige tüchtige Techniker oder Ingenieure, welche nach Angaben Eisenkonstruktionen flott und sauber entwerfen und ausführen können. Offerten mit Zeugnisabschriften, Angabe der Gehaltsansprüche, evtl. Eintritt usw. erbeten.
2019. Ingenieur mit mind. vierjähr. Bureaupr. sofort ges. Erwünscht ist Erfahrung im Bau von Textil- und Pappentrockenanlagen. Ausführl. schriftl. Angebote erbeten.
2020. Tücht. Heizungsingenieure mit mehrjähriger Praxis werden z. 1. Jan. 1909 gesucht. Meldungen mit Angaben über Vorbildung, bisherige Tätigkeit und Gehaltsansp. erbeten.
2021. Jüngerer Konstrukteur gesucht für maschinentechnische Abteilg.
2022. Gesucht e. Montageingenieur, der in Garantieversuchen und Abnahmen praktisch erfahren, mehrere Jahre als selbständiger Konstrukt. von Dampfmaschinen, Pumpmaschinen usw. tätig gewesen und gewandt im Umgang mit der Kundschaft ist. Herren mit abgeschlossener Hochschulbildung, die einen gleichen Posten längere Zeit bekleidet haben, erhalten den Vorzug. Angebote müss. Lebenslauf, Zeugnisabschriften, Angabe d. Gehaltsansprüche und des frühesten Eintrittstermines enthalten.
2023. Erfahrene Montageingenieure als Bauleiter für den Bau von städtischen Elektrizitätswerken und Überlandzentralen gesucht. Nur Herren mit reichen Erfahrungen auf diesem Gebiete belieben ausführliche Angebote mit Zeugnisabschriften, Photographie sowie Angabe von Referenzen nebst Gehaltsansprüchen einzureichen.
2024. Energischer, jüngerer Elektrotechniker gesucht. Derselbe muß gewandt im Verkehr mit der Kundschaft und in Stark- und Schwachstrom in Projekt u. Ausführung absolut erfahren sein. Reflektiert wird nur auf eine absolut tüchtige Kraft, welche auch häufiger komplette Einrichtungen von Beleuchtungskörperanlagen für Villen, städtische u. staatliche Bauten projektiert und ausgeführt hat und hierüber sich durch entsprechende Zeugnisse ausweisen kann.
2025. Ingenieur, Absolvent einer mittleren technischen Lehranstalt, mit Laboratoriumspraxis für die Untersuchung von Zählern und Projektierung von Telephonanlagen gesucht. Bewerber wollen Angebote mit Lebenslauf, Zeugnisabschriften und Gehaltsansprüchen einsenden. Erwünscht ist sofortiger Eintritt.
2026. Gesucht zum sofortigen Eintritt für Konstruktionsbureau ein jüngerer akademisch gebildeter Ingenieur, welcher in d. Konstruktion elektrischer Maschinen erfahren und an flottes Arbeiten gewöhnt ist. Gefäll. ausführl. Angebote mit Angabe des kürzesten Eintrittstermins, der Gehaltsansprüche, Bild und Referenzen erbeten.
2027. Zum baldigen Eintritt gesucht ein erfahrener Ingenieur für Bearbeitung von Projekten und Gutachten, für Prüfung und Berechnung dampftechnischer Einrichtungen, von Elektrizitätsanlagen usw. Es wollen sich nur Bewerber meld., welche diese Tätigkeit bereits längere Zeit nachweislich ausgeübt und selbständig zu arbeiten vermögen. Offerten mit Lebenslauf, speziell bisheriger Tätigkeit, Photographie, Angabe der Gehaltsansprüche und des Antrittstermins baldigst erbeten.
2028. Ingenieur, Absolvent einer mittleren technischen Lehranstalt, vertraut mit der Prüfung und Berechnung elektrischer Maschinen und Apparate, der bereits im Prüfraum moderner Werkstätten tätig gewesen ist, für elektrotechnisches Werftlaboratorium ges. Bewerber wollen Angebote mit Lebenslauf und Zeugnisabschriften einsenden. Die Anfangsremuneration beträgt 160 Mk. monatlich und wird endgültig nach 3 Monaten festgesetzt. Erwünscht ist sofortiger Eintritt.
2029. Gesucht Elektroingenieur, d. mit Akquisition, Projektierung und Montage von Licht- u. Kraftanlagen

---

Gesucht wird von einem grossen industriellen Werk ein

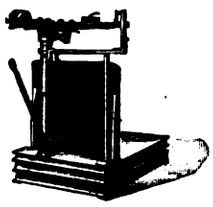
jüngerer Ingenieur

deutscher Staatsangehörigkeit, bevorzugt Maschineningenieur, mit guter allgemeiner und Hochschul-Bildung, Kenntnisse zum mindesten der französischen und englischen Sprache und einiger Übung im Anfertigen schriftlicher Arbeiten technischen Inhalts.

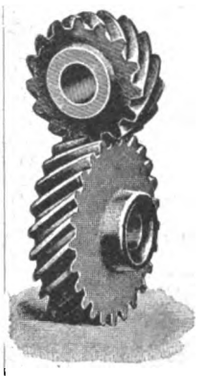
Bewerbungen mit Angabe von Referenzen und Gehaltsansprüchen sind unter E. 3196 an den Invalidendank, Berlin, Unter den Linden, zu richten.

Zwei junge Techniker,

gewandte Zeichner für eine Fabrik der Heizungsbranche zum sofortigen Antritt gesucht. Bewerbungen mit Zeugnisabschriften und Angabe der Gehaltsforderung werden erbeten unter **F. 1000** durch die Expedition dieser Zeitschrift.

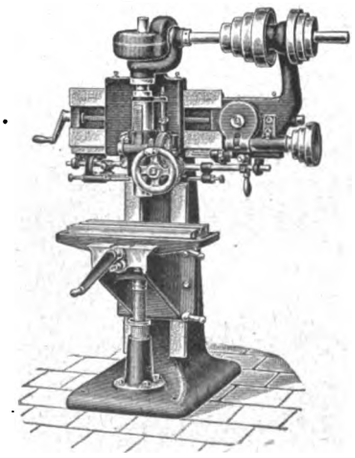


Laufgewichts-Waagen
mit Farbdruck-Registrierapparat
(D.-R.-Patent) in all. Größen u. für alle Zwecke, auch für Massenwägungen z. registrieren auf Rollenpapier, liefern
Gebrüder Schoene, Halle a.S. 2, Prinzenstr. 19



Otto Gruson & Co.
Magdeburg-Buckau
fertigen
in Eisen, Stahl und Bronce
Schraubenräder
für jeden Achsenwinkel
mit gegossenen oder genau gefrästen Zähnen.

Wilh. Junghans, Chemnitz
Werkzeugmaschinenfabrik



(Langloch-Bohrmaschine BXA)

Automatische Räder-Fräsmaschinen
nach dem Abwälzverfahren und anderen Systemen!
Hobel-, Shaping- und Stoßmaschinen,
Drehbänke aller Art, Revolverbänke,
Fräsmaschinen in großer Auswahl, etc. etc. etc.
in moderner, konstruktiv vorzüglicher Ausführung.
Vorteilhafte Bezugsquelle! Vielfach prämiiert!

Digitized by Google

vertraut ist. Angebote mit Lebenslauf, Zeugnisabschriften u. Gehaltsansprüchen erbeten.

2030. Zur Projektierung und Überwachung d. Montage elektrischer Installationsanlagen gesucht erfahrener, vollständig selbständig arbeitender Ingenieur, der flotter Zeichner und Korrespondent sein muß. Offerten mit Lebenslauf, Zeugnisabschriften, Photographie und Angabe des frühesten Eintrittstermins sowie der Gehaltsansprüche erbeten.

2031. Jüngerer Elektroingenieur, flotter Zeichner, mit Montage- und Werkstattpraxis, für Ausarbeitung kleinerer und mittlerer Projekte für Anfang nächsten Jahres gesucht. Ausführliche Angebote mit Angaben über bisherige Tätigkeit und jetziges Gehalt erbeten.

Stellen-Gesuche.

Preis für Aufnahme während 6 Wochen 6 Mark; für Abonnenten und Inserenten 3 Mark.

696. **Junger Techniker, 25 Jahre alt, ev., gedient, 7 Jahre Werkstattpraxis im allgemeinen u. Gleichstrommaschinenbau, sucht bei bescheidenen Ansprüchen Anfangsstellung als Maschinentechniker.**

697. **Junger Ingenieur, 21 Jahre alt, militärfrei, Absolvent des Technikums Mittweida, gute theoretische und praktische Ausbildung, flotter und sauberer Zeichner, energisch, zuverlässiger Charakter, sucht bei bescheidenen Ansprüchen vom 1. Januar 09 Anfangsstellung im allgemeinen Maschinenbau, spez. Dampf- und Wasser-Turbinenbau.**

699. **Ingenieur, 20¾ J. alt, Holländer, 6 Sem. Ing.-Schule, 2 Jahre allg. Maschinenbau, 3 Monate Büro (Eisenkonstr.), einige engl. u. franz. Sprachkenntn., sucht unter besch. Anspr. Stellung. Ausland bevorzugt.**

700. Diplomingenieur, 24 J., mit Werkstattpraxis, sucht Anfangsstellung.

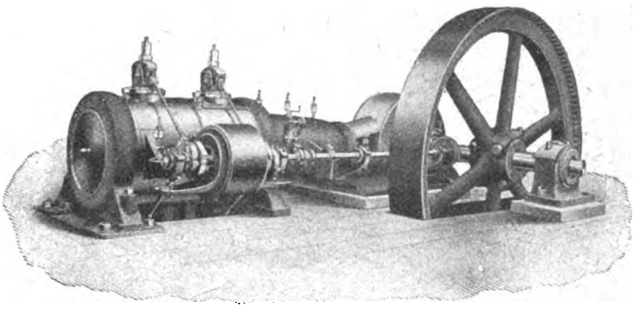
701. Ingenieur, 26 Jahre, militärfrei, repräsentationsfähig, derzeit als Betriebsleiter einer großen Weberei u. Wachstuchfabr., Jahreszeugnisse, versiert im Bau von Weberei-Maschinen sowie Masch. zur Wachstuchindustrie sucht angemess. Stellung. Auch im Ausland. (Südslav. Sprache).

702. Formergießereimeister, 31 Jahre alt, evang., verh., im gesamten Gießereiwesen, sowie Kugelofenbetrieb, dem Lohn- und Akkordwesen aufs beste vertraut, sucht sich möglichst bald dauernd zu verändern.

703. Maschinen-Ingenieur, 26 J. alt, kath., ledig, beim Eisenbahn- u. Telegraphen-Regiment in Österr. gedient, Absolvent der beiden Abteilungen (Maschinenbau und Elektrotechnik) der k. k. Fachschule in Komotau in Böhmen, u. d. städt. Gewerbe-Akademie Friedberg i/H. (Exam. mit Auszeichnung) wünscht, gestützt auf vierjährige Werkstattpraxis und seine guten Zeugnisse, Anfangsstellung unter bescheidenen Ansprüchen ab 1. I. 09 in irgendeinem industriellen Unternehmen im Betrieb oder Bureau. Derselbe ist bewandert im Bau von Dampfmaschinen, Turbinen, Kessel, Hebezeuge, Werkzeugmaschinen, und besitzt prakt. und theoret. Kenntnisse auf dem Gebiete der Stark- und Schwachstromtechnik. Zur pers. Vorstell. gern bereit.

TECHNISCHER HILFSVEREIN
Berlin NW 52/23.
Arbeitgeber
Ingenieure — Techniker
benutzen mit Vorteil dessen
Stellenvermittlung.

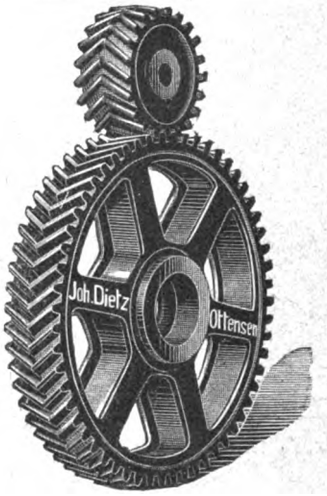
Richard Raupach
Maschinenfabrik Görlitz, G. m. b. H.



Modernste, erstklassige
Dampfmaschinen
für Heißdampf und Sattdampf
Kompl. Dampfkraft-Anlagen
Komplette Dampfziegelei-Einrichtungen
Höchste Auszeichnungen
:: **Feinste Referenzen** ::

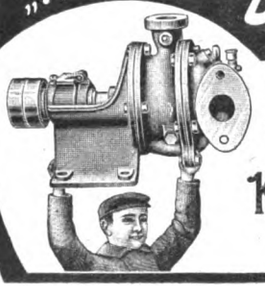
Präzisions-Reiss-zeuge
Rundsystem.
Clemens Riefler
Nesselwang u. München.
Paris 1900 Grand Prix
St. Louis 1904 „
Lüttich 1905 „
Die Zirkel der echten Riefler-Reisszeuge sind mit dem Namen **Riefler** gestempelt.

„New-York"
Die
beste Kaltsäge.
Maschinenfabrik
Carl Franck
Feucht b. Nürnberg
No. 8.



Zahnräder, Schnecken und Schneckenräder, Seilscheiben, Schwungräder, Riemscheiben,
ohne Modell, mit der Maschine geformt, für jeden Verwendungszweck bis zu den größten Ausführungen, roh oder bearbeitet, liefert als langjährige Spezialität
Joh. Dietz, Eisengießerei
Altona-Ottensen.

KLEIN'S MINIATUR-HOCHDRUCK-ZENTRIFUGAL-PUMPE
„Kleinod"



für Wohnhäuser, Villen, Hôtels und sonstige kleinere Wasserversorgungen.
KLEIN, SCHANZLIN & BECKER
FRANKENTHAL (PFALZ)

GUSTAV KUNTZE, Göppingen 5, Württbg.
Schmiedeeiserne, genietete und hartgelötete oder geschweißte

für Dampf-, Wasser-, Gas-, Wind- und Brüdenleitungen, Bohrzwecke, Kondensations-Anlagen etc.
Komplette **Hochdruck-Rohrleitungen.** | **Kondenswasser-Ableiter** u. **Rückführer,** System Kuntze. | **Zentralheizungen,** Armaturen aller Art. **Wasserreiniger.**

Druckregler
für
Abdampfheizungen
auch mit automatischer
Frischdampf-Regulierung.

J. C. Eckardt,
Stuttgart-Cannstatt.

Digitized by Google

Dampfmaschinen

in

bewährtester Ausführung

Société des Ateliers de Constructions

BOLLINCKX

BRÜSSEL

Die Gesellschaft liefert franko in ganz Deutschland für

14000 Francs

eine horizontale Einzyl. Kondensationsmaschine, welche mit 100 Umdreh. pro Min. 125 eff. Pferde leistet und 6,6 kg Dampf (trocken gesättigt und 8 atm. Druck) pro St. und HPi. gebraucht.

Sauberst bearbeitete

Richt-, sowie Loch- und Gesenkplatten

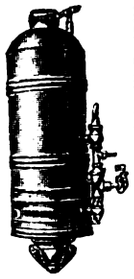
fabriziert als Spezialität

Zwickauer Gusswerke

Emil Selbmann

Zwickau i. Sa. 4.

Kein Haushalt ohne Junk's Heißwasserautomat

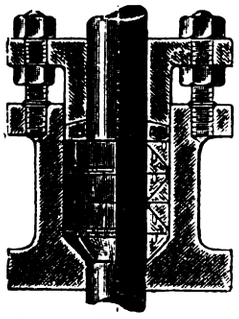


für Gas, gibt an beliebigen Zapfstellen der Wohnung heißes Wasser, macht Badeöfen od. zentrale Warmwasserbereitung überflüssig, aus starkem Kupfer ohne Weichlot hergestellt und unter dem Drucke der Wasserleitung arbeitend.

Man verlange Spezial-Prospekt.

Joseph Junk, Berlin SW., Ritterstraße 59.

Gebr. Howaldt's selbstwirkende Metall-Packung



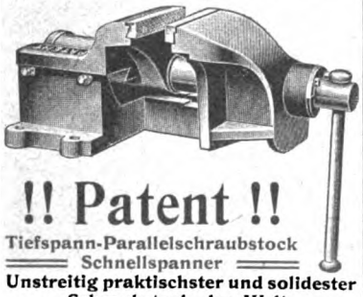
für alle Sorten von Stopfbüchsen

Bereits über 55000 in Betrieb bei Dampfschiffen und Fabriken.

Näheres durch Prospekte bei

Howaldtswerke, Kiel.

Vertreter für Ungarn: Brunner J. L. és társa, Budapest VI., Theresienring Nr. 19



!! Patent !!

Tiefspann-Parallelschraubstock

Schnellspanner

Unstreitig praktischster und solidester Schraubstock der Welt.

Die hervorragenden Eigenschaften des Schraubstockes und die Verwendbarkeit für alle selbst die größten Arbeitsstücke bedingen eine erhebliche Mehrleistung des Arbeiters u. daher **große Betriebsersparnisse.**

Prospekte auf Wunsch gratis und franko.

Alleinige Fabrikanten:

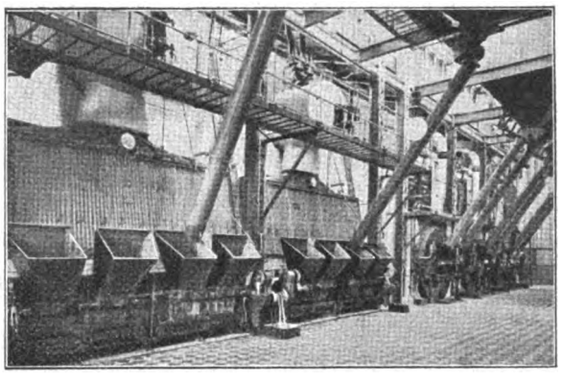
W. Sauerbrei & Co.,

Remscheid-Vieringhausen.

Sparfeuerungs-Gesellschaft Düsseldorf

Düsseldorf ▪ Rheinhof ▪ **Berlin W.** ▪ Potsdamerstr. 26 ▪ **Paris** ▪ Boul. Magenta 156

Mechanische Feuerungen, System Düsseldorf



für alle Dampfbetriebsarten u. Kessel-Systeme ausgeführt.

— Ferner: —

Mechanische Kohlentransport Anlagen

Erstklassige Referenzen des In- und Auslandes.

Jaeger-Pumpen u. Jaeger-Gebläse

haben guten Ruf.

Pumpen- u. Gebläse-Werk C. H. Jaeger & Co., Leipzig-Plagwitz.

Goldene Medaillen.

Maschinenfabrik

Meyer, Roth & Pastor, Cöln-Raderberg

fertigen als Spezialität:

Maschinen zur Anfertigung von elektrisch zu schweißenden Ketten, Schnallen in allen Sorten Hufnägeln, Sohlen- u. Absatznägeln, Drahtstiften, Nieten, Splinten, Kettengliedern Kisten- u. Sarggriffen, Haken und Augen zu Hosen, Militärmänteln und Damenkleidern, Krampen, Haken, Ahlen, Absatzstiften, Klavierstiften, Korsettenknöpfen, Sprungfederbändern, Schraubaugen, Schubriegeln, Panzer- und Bandketten, Velozipedspeichen, Riemenstiften, Stimmstiften, Bleinieten, Koffernieten etc., Drahtstiften, Scheiben- und Nietenpressen etc. etc.

Alle Maschinen für die Scharnier- und Schloßfabrikation.

Maschinenmarkt.

Aufnahme für **Abonnenten** gratis.

Nähere Auskunft erteilt die

Redaktion des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur", Leipzig.

Zu verkaufen:

2151. **Kopfbank**, 2000 mm Planscheibe, extra stark, von A. Borsig-Berlin gebaut und gut erhalten.
2152. 2 PS. **Benzinmotor**, Fabrikat Herkules, mit Mgt., neu, 550 Mk.
2153. 30-pferd. **Dampfmaschine**, liegend, mod. Konstruktion, vor 4 J. gebaut, bestens erhalten.
2154. Stat. **Lanzsche Lokomobile**, 45 bis 70 PS., 1899 erb., 8 Atm., 40,1 qm Hzfl., mit neu. Konzess., tadell. erh.
2155. Sehr gut erhaltene **Lokomobile**, 12—20 PS. wegen Aufstellung einer größeren.
2156. Neuer **Zweiflammrohrkessel** mit Wellröhren, 90 qm Heizfl., 12 Atm.; **Einflammrohrkessel**, 30 qm Hzfl., 8 Atm.
2157. **Schiffskessel**, 50 qm, 8 Atm., betriebsfähig, evtl. mit Konzession.
2158. Steh. fahrb. **Dampfkessel**, fast neu, 2,5 qm Heizfl., 4 Atm. Druck, mit Pulsom. u. Worthingtonp. f. 850 Mk.
2159. 12 PS. liegender **Ventil-Gasmotor** unter Garantie äußerst billig.
2160. **2 Wand-Riemenpumpen** mit Kugelventilen für dicke Flüssigkeiten, Fabrikat B. A. M. A. G., 5 cbm stündlich, fast neu, billigst.
2161. Gut erhaltene **Brückenwage**, 7500 kg Tragkraft, preiswert.
2162. **Gelochte Bleche**, ungebr., 14 Tafeln 1000 × 1600 × 3 mm, Schlitzlochung 15 × 2 mm.
2163. **Dampfmaschine**, 50-pferd., Compound Receiver, Zweikurbelsystem.
2164. Gut erhaltene liegende **Einzylinder-Dampfmaschine** mit Meyersteuerung, 400 Zylinderdurchmesser, 700 Kolbenhub.
2165. 175 PS. **Comp.-Dampfmaschine** mit Kondensat., Seiltrieb, Ventilsteuerung, 10 Atm., tadellos erhalten.
2166. Fahrbare **Lanz-Lokomobile** zirka 4 PS., gut erhalten.

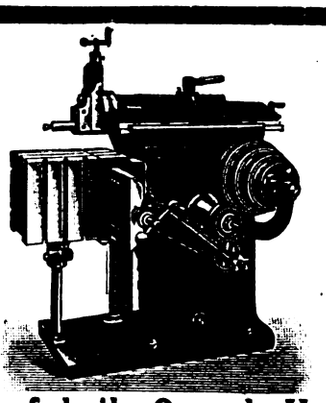
Zu kaufen gesucht:

1973. Gut erhaltene **Abhackmaschine** für Metallguß.
1974. **Riemenpumpe**, Saug- und Druckpumpe, ca. 8 bis 10 Atm., ca. 2" Saugrohr.
1975. **Reibungskupplung** für 80 HP.
1976. **Flaschenzug**, gebraucht, aber gut erhalten, von 50 bis 100 Ztr. Tragkraft.
1977. Gebrauchte, aber gut erhaltene **Grubenschienen**, 55—65 mm hoch.
1978. **Gleichstr.-Elektromotor**, 220 Volt, 5—6 PS., ca. 1500 Umdrg., mit Anl. und Spannsch. **10 PS. Sauggasanlage**, kompl.
1979. Gebrauchter, aber gut erhaltener **Gasmotor**, der **noch nicht gebohrt** ist, von 3—4 PS.
1980. Gebrauchte **Sauggasanlage** von 25 bis 35 PS.
1981. Neue oder wenig gebrauchte **Drehbank**, mindestens 3500 mm Drehlänge und 400 Spitzenhöhe.
1982. Gut erhaltene gebrauchte **Drehbank**, 350—400 mm Spitzenhöhe, 2000 bis 2500 mm Drehlänge.
1983. **Zentrifugalpumpe**, 100 mm Rohranschluß, sowie **Hobelmaschine** für Kraftbetrieb, 1,5 m Hobellänge, beides gebraucht.
1984. Gebrauchter **Kollergang** u. **Ziegelmaschine**.
1985. Zweiteilige **Riemscheibe**, 3500 × 500—600 × 170 Bohrung, eine **dto.** mit 1790—1800 × 500—600 × 150 Bohrung.
1986. Gut erhaltener **Geldschrank**, gepanzert, mit Angabe der Fabrikmarke.
1987. 12 alte **gußeiserne Platten**, 2 cm dick, 70—80 qcm.
1988. 100 m **Blechrohre**, 2—3 mm stark, 80 mm l. Weite.
1989. Gebr. **Rommelfässer** mit Böcken.
1990. 2 gebr. **Hammond-Schreibmaschinen**. Nr. ist anzugeben.

Digitized by Google

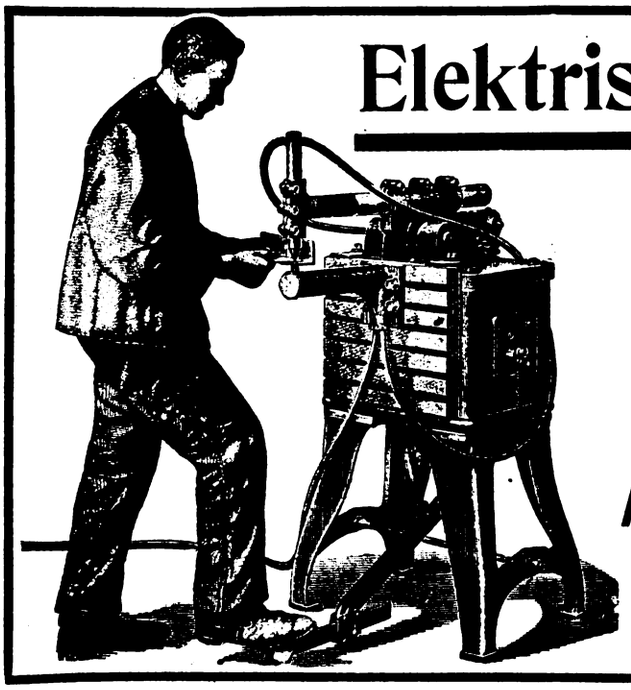
Schnell-Kohlenmaschinen!

Höchste Präzision!
Größte Spezial-Fabrik in Europa!



Man verlange Liste Nr. 11
mit wertvollen Neuerungen.

Deutsche Maschinen- u. Werkzeugfabrik, G. m. b. H.
in **Leipzig 3.** — Werk in Glauchau.

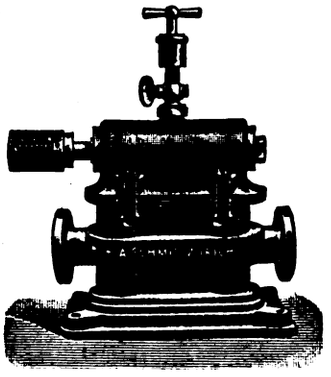


Elektrische Schweißapparate

Höchste Leistungsfähigkeit
≡ Geringer Kraftverbrauch ≡

Kostenlose Ausarbeitung von Projekten
Auf Wunsch Besuch eines Spezialingenieurs
Vieljährige Erfahrung bietet Garantie
für sachgemäße Ausführung

Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft
Abteilung Schweißapparate
Berlin NW., Friedrich Karl-Ufer 2—4



Schmidsche Wassermesser

zur Kontrolle der Verdampfung, des Kohlenverbrauchs und des Nutzeffekts der Dampfanlage.

Pumpen ◎ Wassermotoren

bis 1000 Meter Druckhöhe. (Kolbenmaschine und Peltonräder).

Orthopädische Maschinen System Dr. W. Schulthess.

Ausführung neuer Konstruktionen nach eingesandter Zeichnung.

A. SCHMID, Maschinenfabrik, ZÜRICH.

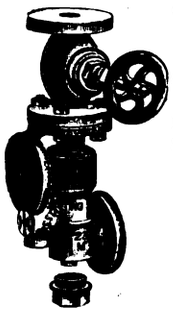
Transport-Anlagen

fertigt als Spezialität:

G. F. Lieder, Wurzen i. S.

Digitized by Google

Kesselspeiser „Restarting“



einfachstes System.
Viele Tausende In Betrieb.
Selbsttätig ansaugend. Ganz aus Rotguß. Durch Lösen nur einer Schraube kontrollierbar. Überlauf mit Ventil. Versand ab Lager.

1 Monat auf Probe.

Preisliste gratis und franko.

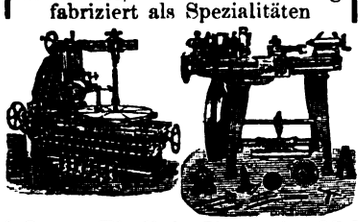
Armaturen- und Pumpenfabrik
C. F. Pilz, Chemnitz 2
Hauboldstraße 5|7.

AKA
RADIRGUMMI
ist der beste Zeichengummi
ÜBERALL KÄUFLICH

Fischer, Statik und Festigkeitslehre
4 Teile zus. 20 Mark
ist die einzige zum Ziele führende höhere Mathematik nicht erfordernde Methode zum Selbstunterricht.
Monatsrate 3 Mark.
Herm. Meusser
Buchhandlung
Berlin W. 35/43,
Steglitzer Str. 58.

CLICHÉS
Gegründet 1850. Fernspr. 8091.
Autotypie Photolithographie Holzschnitte Galvanos.
GRAPHISCHE KUNSTANSTALT
AARLAND & MÜLLER
JNH. FR. OTTO PESCH
LEIPZIG, Bayersche Str. 78.
Kupfer- u. Zinkätzungen Messing- u. Stahlätzungen. Billigste Preise.
Atelier für künstl. Entwürfe Zeichnungen.

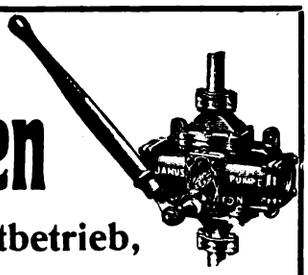
Räderautomaten
nach dem Abwälzverfahren und
Leitspindel-Drehbänke
in solider, erstkl. Ausführung fabriziert als Spezialitäten



Oscar Ehrlich, Chemnitz 35
Jahresproduktion zirka 1000 Maschinen.
Beste Bezugsquelle für Wiederverkäufer.

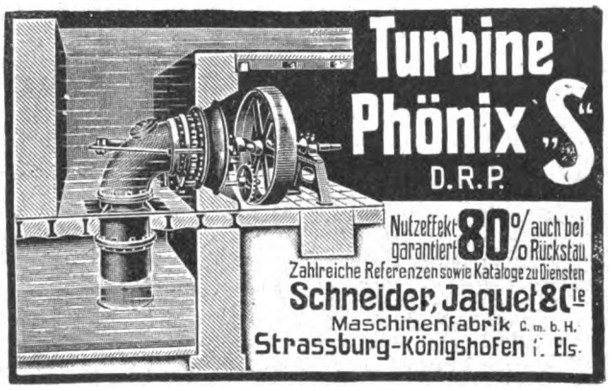
Mit Gebläse geputzten
Metallguss
jeder Grösse u. Legierung, dicht, sandfrei, säurebeständig, schnell u. billigst
Adolf Kleemann, Erfurt

Die preisgekrönten
Janus-Pumpen



für Hand- und Kraftbetrieb,
Enteisenungs-Anlagen und Filter
zur Brauchbarmachung von eisenhaltigem Wasser
empfiehlt
Paul Ruppert, Maschinen- u. Pumpenfabrik
Langenöls, Bez. Liegnitz.

Hartglas-, Drahtglas-,
Schau- und Schutzgläser
für Wasserstands-Apparate u. andere technische Zwecke
in allen Größen u. Formen liefert in zuverlässiger Haltbarkeit und bester Ausführung
Dresden-A. 18. Curt Zieger, Hartglasfabrik.



Uhlands technische Bibliothek.

Dampfkessel.

Herausgegeben von **W. H. Uhland.**

I. Flammrohr-Dampfkessel.

40 Seiten mit 24 Abbildungen.

Bearbeitet von der Redaktion von **Uhlands Zeitschriften.**

Mit 12 Tafeln und 8 Tabellen von Ingenieur E. Graf.

Preis in elegantem weichen Leinenband M. 2.40.

Dieses Buch hat die Aufgabe, in **handlicher** und **preiswerter** Form **praktisch verwendbare** Unterlagen für die konstruktive Ausführung des Kessels zu bieten. — In dem Buch können für einen beliebigen Fall sofort die **zweckmässigsten Zahlen** an den **Tabellen abgelesen,** die **Kesselform festgestellt** u. das **Gezeichnete rechnerisch nachgeprüft** werden.

Leipzig. **Uhlands technischer Verlag**
Otto Politzky.

Fragekasten.

Unentgeltliche Aufnahme der Fragen für Abonnenten.

Beantwortung durch die Leser! Ohne Verantwortlichkeit der Redaktion. (Auf bes. Wunsch werden die einlaufenden Antworten den Fragestellern auch direkt übermittelt und nicht veröffentlicht. Die Namen der Fragesteller werden nur genannt, wenn diese uns dazu ermächtigen.)

Beantwortungen.

Zu Frage 3529. Alsing-Mühlen liefern: Kirberg & Hüls (Inh. Richard Wahle), Hilden (Rhld.), Ziv.-Ing. G. Lamprecht, Breslau IX, Hedwigstr. 38.

Zu Frage 3573. Bestgeeignetes Material zur Isolierung von Gär- und Lagerkellern liefern: C. & E. Mahla, Isoliermittel- und Terralith-Fabrik, Nürnberg.

Zu Frage 3574. Maschinen zur Verarbeitung der Tapioka-Wurzel liefern: S. Aston, Maschinenfabrik und Eisengießerei, Burg b. Magdeburg; Jahn-Kommanditgesellschaft, Arnswalde.

Zu Frage 3576. Holzbearbeitungsmaschinen liefern: C. L. P. Fleck Söhne, Berlin-Reinickendorf; A. Goede, Berlin N. 4; Böttcher & Geßner, Altona-Hamburg.

Zu Frage 3580. Verzinkungsanlagen liefern: Langbein-Pfanhauser-Werke A.-G., Leipzig-Sellerhausen; Apparate für Sauerstoff-Azetylen-Schweißung liefern: Kraiß & Friz, Mechanische Werkstätte, Stuttgart.

Fragen.

3514. **Wie muß ein Saugstrahlapparat (Injektor) konstruiert sein, wenn er vollkommen geräuschlos arbeiten, mit einem in weiten Grenzen regelbaren Gemisch von Dampf und Wasser betrieben werden und kaltes (bis lauwarmes) Wasser ansaugen und weiterdrücken soll? Das Dampf-Wassergemisch fließt durch die Düse unter einem geringen Drucke (0,1—0,5 At Überdruck). Es genügt, wenn das aus dem Apparate entströmende Gemisch des kalten Wassers und des Dampf-Wassergemenges etwa bis auf ein $^1/_3$ oder $^1/_2$ der Druckhöhe gebracht wird, die dem zeitweiligen Dampfdrucke entspricht.**

3521. Wer liefert Lichtpause und Berechnung eines Einphasen-Wechselstrom-Turbogenerators, Leistung 340 KW bei 3000 Touren, 5000 Volt, 50 Perioden, $\cos \varphi = 0.8$?

3528. Gibt es Literatur über Einrichtung und Betrieb von kleinen Gießereien, wo hauptsächlich Maschinenguß, wie Zahnräder, Riemenscheiben usw., im Gewicht bis 700 kg, im ganzen aber wöchentlich nicht mehr als 3—6 tons gegossen werden?

3530. Gibt es Maschinen zum Warmaufziehen der Stahlfelgen auf die hölzernen bei Automobilrädern?

3532. Gibt es Bücher über Verarbeitung der Baumwollsamen zu Öl und Verwertung der Rückstände?

3533. Wer liefert Werkzeug-Formulare mit Vordrucken von Art, Stück, Größe usw. des Werkzeugs?

3538. Wer liefert Sand zu Sandstrahlapparaten für Glasätzungen?

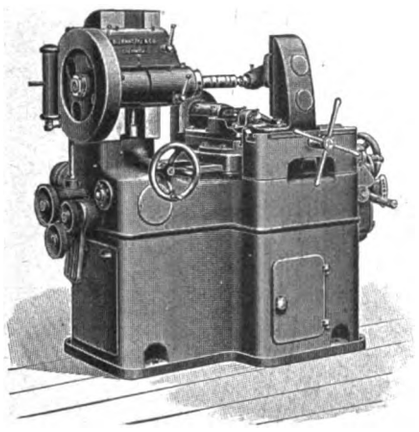
3539. Wer liefert Rohre (Wellrohre) von 800 mm Durchmesser und 5—6 mm Wandstärke, die bei stark schwankender Erwärmung und Abkühlung in Richtung ihrer Achse großes Dehnungsvermögen besitzen?

3544. Gibt es Werke über Konstruktion und Berechnung von Luftdruck-Schmiedehämmern, Pressen usw.?

3545. Wer liefert Teilmaschinen, mittels deren Lineale auf Bankscheren mit Millimeterskala versehen werden können?

Digitized by Google

Dampfschmierpressen. **Fettschmierpressen.**
Glas-Oelpumpen.
Schmier-Apparate aller Art für Oel und Fett.
Eigene Patente. Massenfabrikation. Billige Preise. Prospekte auf Wunsch.
Hermann Wintzer, Halle a. S. 2.
Lager und Verkauf für Österreich **Albert Sauerzapf, Prag II.**



Biernatzki & Co., Chemnitz-E.

Räderfräsmaschinen
für Stirn-, Schnecken- und Schraubenräder
nach dem Abwälzverfahren
D. R. P. Nr. 112082.

A. W. FABER'S "CASTELL"-Bleistift
der beste der Gegenwart.
* * *

16 fein abgestufte Härtegrade.
Feinste Spitze. Grösste Zartheit des Striches.
Geringste Abnützung, daher längste Dauer.

A. W. FABER'S "CASTELL"-Kopierstift
der beste der Gegenwart.
* * *

Zu haben in den Schreib- und Zeichenwaren-Handlungen.

Bleistiftfabrik A. W. FABER in Stein bei Nürnberg, gegründet 1761.

Spezial-Unternehmung für Einrichtung und Umbau von Stärkefabriken.

W. H. Uhland, G. m. b. H., Leipzig-Gohlis.
Eigene Versuchsfabrik mit Dampfbetrieb.

Übernahme der kompletten **Neuanlage von Stärkefabriken jeder Art** für Verarbeitung von Kartoffeln, Weizen, Mais, Reis, Manioka usw. **Sirup- und Stärkezucker-, Dextrin- und Sagofabriken** wie auch **Umbau** und **Verbesserung des Betriebes** bestehender Fabriken dieser Branchen unter **Garantie für günstigste Resultate.** Durch Anwendung eigener vorzüglicher Fabrikationsverfahren, welche, nach bewährten Prinzipien vervollkommnet, seit Jahren mit bestem Erfolg in vielen Fabriken des In- und Auslandes eingeführt sind, wird stets die **höchste Ausbeute an feinster Primaware** (Superior) erzielt.

Uhlands Patent-Trockenanlagen trocknen **schnell** und **billig** und liefern **tadelloses** Produkt.

Alle Spezialmaschinen und Apparate für die gesamte Stärke-Industrie werden in bester Ausführung für größte Leistungsfähigkeit in vielfach verbesserten **Originalkonstruktionen** nach durchaus **eigenen Modellen** zu billigsten Fabrikpreisen geliefert.

Approximative Kostenanschläge und allgemeine Auskünfte werden Interessenten **stets gratis** zur Verfügung gestellt.

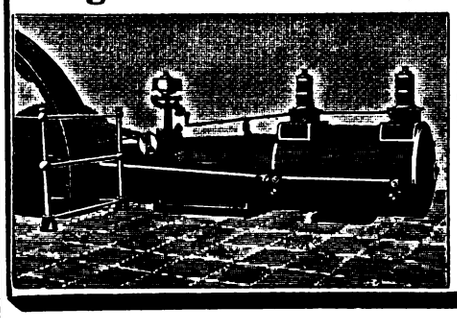
Fabriken in fast allen Ländern Europas, in Asien und Amerika umgebaut oder neu eingerichtet.

40jährige Erfahrung! — Prospekte gratis!

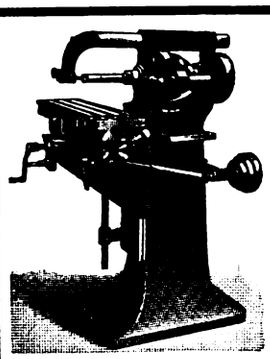
Digitized by Google

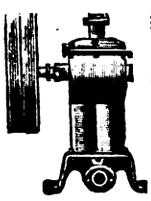
Tüchtiger Lohnbuchhalter
wird **gesucht** und entsprechend stets gut bezahlt. — Darum sollten Sie sich zu einem solchen ausbilden durch **„O. Hartleib's Lohnbuchführung** mit besond. Rücksicht auf d. Maschinenfabrikat." 2. Aufl. Mit vielen Form. Geb. M. 4.— Verlag von **Alfred Unger, Berlin C. 2.**

Wwe. Joh. Schumacher :: Köln a. Rh. 12.
Maschinen- und Armaturenfabrik, Metallgiesserei.
Mineralwasserapparate.
Patente angem. Neue unübertroffene Systeme. Patente angem.

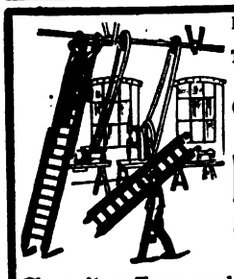
Berger-André & Co., Thann i. Els.

Dampfmaschinen
mit automatischer Ventilsteuerung System F. Beya sowie mit Corliss-Steuerg. von 20—3000 HP.
Transmissionen.
Turbinen u. Wasserräder.
Maschinen für die Textil-ind.
Vollständ. Fabrikanlagen.

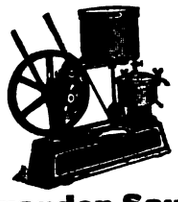
K. P. Simmelbauer & Cie.
Montigny-Metz.
Schutzbrillen. gesetzlich gesetzlich
Arbeiter-Schutzbrillen
Preis. mit Drahtgeflecht u. einschiebbaren Gläsern. Wettbewerb Paris 1899.
Hammerschmied-, Staub- und Gießermasken.


OTTO SCHEIBE
Maschinenfabrik
Leipzig-Kleinzschocher
SPEZIALITÄT:
Fräsmaschinen
Einfache Fräsmaschinen
Universal-Fräsmaschinen


Pumpen.
Doppeltwirkende Kolbenpumpen für Maschinen- und Elektromotorenantrieb.
Freistehende Saug-, Druck- und Spritzpumpen für Handbetrieb.
Hauspumpen-Anlagen.
Atlas-Pumpenfabrik von
Emil Engelmann, Cöpenick N. bei Berlin.

HANS HERZFELD
Halle a. S., Mansfelderstr. 45.
Gaslöth u. Schweißapparate in allen Größen. Acetylen-Sauerstoffschweiß-:: brenner. Acetylenhandlampen. ::


Einfache und ausziehbare Transmissions-, Montage-Sicherheits- (D. R.-G.-M.) Saal-, und Haus-
Leitern
aller Art
liefert
Chemnitzer Turn- und Feuerwehr-Geräte-Fabrik
Jul. Dietrich & Hannak, Chemnitz.
Gegr. 1869.
Leiterkatalog portofrei.

„ATOM", Zentrifugal-Oelreinigungsapparat
reinigt alle Oele so, daß sie unbedenklich wieder verwendet werden können.
Zehnfache Leistung der Filterapparate!

Probelieferung!
Alexander Sauer
Ruhrort 38.

Euböolith

seit 10 Jahren bewährt in 1,200,000 qm Benützung. Ausführung durch erprobte Facharbeiter und scharfer Aufsicht mit nur Ia Materialien. Euböolithfußböden können auf alle Beton-Systeme sowie alte Böden (ausgetretene Holz- und Stein-Böden) angebracht werden, sind fugenlos, feuersicher, öl- und wasserundurchlässig, und an Dauerhaftigkeit einem guten Eichenholzboden ebenbürtig
Langjährige Garantien.

Euböolith-Werke Olten vorm. Zürich
für Schweiz, Deutschland, Tirol, Italien, Holland, Dänemark u. Skandinavien

Euböolith-Werke Emil Séquin, Prag I,
Karpfengasse 34:
für Österreich-Ungarn und Sachsen.

3548. Wo finden sich in der Literatur umfassende Mitteilungen über Rohölmotoren?
3550. Ing. Schmatolla schreibt in seinem Buche „Rauchplage und Brennstoffverschwendung u. deren Verhütung" (Verlag Jänecke 1902) auf S. 17 u. a., daß man eine vollkommenere Verbrennung erreichen muß, wenn man die Feuerung von der stark Wärme entziehenden Kesselwandung durch einen Mantel aus Schamotte isoliert. Wie hat sich diese in der Praxis bewährt, und sind diese Schamotte-Auskleidungen, sowie die Vorfeuerungen behufs Brennmaterialersparnis und Rauchverhütung auch bei Wolfschen Heißdampflokomobilen anwendbar?
3551. Nach den neuen Vorschriften müssen die bei Gelbgießereien, Blei- und Zinkhütten sich bildenden Gase und Dämpfe durch Kondensationsanlagen geleitet werden, wo sie vor ihrem Eintritt in den Schornstein oder vor ihrem Austritt in die Atmosphäre einem Reinigungsprozeß unterzogen werden. In welcher Zeitschrift oder in welchem Werke sind solche Kondensationsanlagen bildlich dargestellt und genau beschrieben? Leidet nicht der Zug des Schornsteins durch diese Wäsche der Gase?
3552. Welche deutsche und österreichische Firmen liefern gepreßte Kesselböden, Mannlochdeckel und Verschlußbügel dazu?
3553. Wie groß ist der praktisch erprobte Überlappungszuschlag zum Verbinden der Transmissionsriemen?
3554. Wieviel WE sind nötig, um in einem offenen Gefäße von 4 cbm Inhalt eine Temperatur von 160° zu erzeugen? Die Masse, die erwärmt werden soll, ist Teer. Wieviel laufende Meter Rohr sind bei Heißwasser-Heizung (Perkins) und wieviel bei Dampfheizung (6 bis 8 Atm. Überdruck) nötig?
3555. Wer liefert Gruben-Dampfhaspel in Größen von 10—80 PS?
3557. Welche Firmen übernehmen das Überziehen von Eisenplatten mit Kupfer durch Aufwalzen oder auf andere Weise?
3558. Wer liefert Fräserscheiben in unbearbeitetem Zustande?
3560. Wer liefert Konstruktions-Zeichnungen für moderne Paternoster zur Personenbeförderung?
3568. Wer liefert Durit-(Gummi-)Platten zum Abdichten von Kohlens.-Red.-Ventilen?
3571. Wer liefert Naturschleifsteine für Glasschleifereien?
3572. Gibt es Literatur über die Fabrikation von Schmirgelscheiben, -Hölzer usw.?
3575. Wer liefert Farben für Metallbemalung? Bevorzugt werden Firmen in Saalfeld a. d. Saale und in Hohenlimburg (Westfalen).
3577. Wer liefert Eisenbahnwagen (Personen- und Güterwagen)?
3578. Wer liefert die Kalklöschmaschine von Lehnartz?
3579. Arbeiten gußeiserne Stirnräderpaare, deren Räder gerade und deren Triebe ungerade Anzahl Kämme haben, für Dauerbetrieb ebenso günstig wie Stirnräder mit geraden Zähnezahlen (für Übersetzungen von ca. 1:5) und weshalb? Die Umdrehungszahlen sind $n_{max} = 1000/min$.
3581. Gibt es Bücher über Warmscheren und -Sägen zum Schneiden von Quadrat- und Rundeisen?
3582. Gibt es Werke über Prüfungsmethoden von Kleiderstoffen, Papierfabrikaten und Ledersorten?
3583. Wer liefert komplette Gießerei-Einrichtungen?
3584. Wer liefert hölzerne Feilenhefte?
3584. Wer liefert Wassergasanlagen für Maschinenfabrik und Eisengießerei?
3586. Wer liefert Luftbefeuchter für Tabak- und Zigarrenfabriken?

Digitized by Google

Welche relative Feuchtigkeit ist notwendig?

3587. Welche Industrien haben ein Interesse an Luftbefeuchtung zur Erleichterung der Fabrikation oder zur Verhütung des Austrocknens der Waren, und welche Einrichtungen sind dabei üblich?

3588. Welche Methoden werden zur Kühlung von Schokolade angewendet?

3589. Wer liefert Milchtransport-Waggons mit selbsttätigen Kühlapparaten?

3590. Wer liefert bewährte Melassemischmaschinen?

3591. Welches ist der Wärmedurchgangskoeffizient für Kupferrohre von 1 mm Wandstärke bei Übertragung von warmer Luft an kaltes Wasser bei Luftgeschwindigkeit von 6 m und Wassergeschwindigkeit von 1 m?

3592. Wer liefert Gebläse für Schmieden?

3593. Welche Bukarester Firma liefert Brennerei-, Brauerei- und Lufthefefabrik-Einrichtungen und Dampfkesselanlagen?

3594. Wer liefert komplette Einrichtungen zur Senffabrikation?

3595. Welche Zinnlegierung hat sich für Eßlöffel bewährt?

3596. Wer liefert automatische Abklopf-Vorrichtungen für Mühlensteine?

3597. Wer liefert Holzbriketts aus Sägemehl?

3598. Wer liefert Rechenschieber?

3599. Wer liefert Maschinen zum Durchlochen von Pappstreifen oder Rollen für elektrische Klaviere?

Literatur.

„Hütte", Des Ingenieurs Taschenbuch. Herausgegeben vom Akad. Verein Hütte. 20. Aufl. 3 Bände. Berlin 1908. Verl. von Wilhelm Ernst & Sohn. Preis in Leinen M. 17.—.

Ein universales Auskunftsbuch, ein wirksames Repetitorium, ein unbedingt zuverlässiger Berater verbirgt sich unter dem bescheidenen Titel: Des Ingenieurs Taschenbuch. Es gibt kein zweites Werk in der technischen Literatur, das sich so allgemeiner Verbreitung und Anerkennung erfreute. Wohl jeder Ingenieur kann aus eigener Erfahrung bestätigen, wie sich ihm die „Hütte" als treuer Freund bewährt hat. Nicht werten läßt es sich, was sie beigetragen hat zur Klärung der technischen Anschauungen, zur Vereinheitlichung der Formeln und Bezeichnungen, zur Vermittlung zwischen Theorie und Praxis — dieser Grundforderung für erfolgreiche Ingenieurtätigkeit —, was sie geweckt hat an Schaffensfreudigkeit, was sie herangebildet hat an Schaffensfähigkeit. — Außer der großen Zahl hervorragender Mitarbeiter haben im Laufe der Jahre alle interessierten Fachkreise an der Vervollkommnung des Handbuches mitgearbeitet. Kein Wunder, daß der erstaunlichen Entwicklung der Technik entsprechend der Umfang der „Hütte" trotz weiser Beschränkung dauernd gewachsen ist. Die dem Verein deutscher Ingenieure gewidmete 20. Auflage erscheint in drei Bänden; nur so konnten unliebsame Beschränkungen des Stoffes vermieden werden. Die beiden vorliegenden ersten Bände von je rund 1000 Seiten behandeln das Fachgebiet des Maschineningenieurs und Schiffbauers; der dritte Band wird die Grundzüge der Bauingenieur Wissenschaften bringen. Auf den reichhaltigen Inhalt des Werkes hier näher einzugehen, können wir uns füglich versagen; erwähnt sei nur, daß die Zahl der Abbildungen erheblich vermehrt werden ist, und daß die Verlagsbuchhandlung das vortreffliche Werk würdig ausgestattet hat. D.

Werkstatt-Betrieb und Organisation mit besonderem Bezug auf Werkstattbuchführung von Dr. phil. Robert Grimshaw. 3. erw. und umgearb. Aufl. Mit 608 Vordrucken und Diagrammen. Hannover 1908. Dr. Max Jänecke, Verlagsbuchhandlung. Preis M. 25. —.

Bei dem heutigen scharfen Wettbewerbe muß eine Fabrik, wenn sie nutzbringend arbeiten soll, jederzeit den Gewinn oder Verlust klar und deutlich übersehen können. Dies ist nur möglich bei einer bis ins kleinste durchgeführten strengen Organisation und Verteilung der Arbeit, sowie exakter Werkstattbuchführung zur genauen Herstellungs- und Unkostenberechnung der Fabrikate. Mit großer Sachkunde behandelt der Verf. in seinem bereits in 3. Aufl. erschienenen Werke „Werkstattbetrieb und -Organisation" auf Grund seiner 40jährigen Erfahrungen die verschiedenen Arten und Methoden der Selbstkostenberechnung und -verminderung, wie sie namentlich in amerikanischen Fabriken geübt wird. Es sind nicht nur die Vorteile eines vollkommenen Berechnungssystems aufgezeigt und gewürdigt, sondern auch die Einzelheiten solcher Systeme eingehend angegeben und beschrieben. Zum besseren Verständnis sind genaue Darstellungen der bei den bekanntesten amerikanischen Firmen üblichen Systeme nebst Formularen aus den verschiedensten Industriezweigen in den Text eingeflochten. Eine große Anzahl neuer Themata, wie sie die Praxis täglich aufwirft, wurden in der aufs doppelte vergrößerten 3. Aufl. neu zugefügt. Zu bedauern ist, daß die deutschen Großfirmen mit wenigen Ausnahmen in bezug auf Material über ihre Fabrikorganisationen und ihre Erfahrungen auf diesem Gebiete den Verfasser so wenig unterstützten. Der Preis des elegant ausgestatteten Werkes ist bei der Fülle des Stoffes sehr mäßig. Das ausgezeichnete vielseitige Buch dürfte sich unter den Fabrikanten, Ingenieuren, Verwaltungstechnikern und Kaufleuten zu seinen alten Freunden zahlreiche neue erwerben und sollte in jedem Fabrikkontor zu finden sein. —nn.

Illustrierte Technische Wörterbücher in sechs Sprachen. Bd. IV. Verbrennungsmaschinen. Von Ing. Alfred Schlomann, unter Mitwirkung von Dipl.-Ing. Karl Schikore. Mit über 1000 Abb. u. zahlr. Formeln. München u. Berlin 1908. Verlag von R. Oldenbourg. Preis M. 8.—.

Der IV. Band „Verbrennungsmaschinen" der nach Deinhardt-Schlomannscher Methode bearbeiteten bekannten illustrierten technischen Wörterbücher zeichnet sich aus durch seine Vollständigkeit des behandelten Fachgebietes und der damit notwendig verbundenen Grenzgebiete, der Wärmetheorie, Gasanalyse, chemischen Technologie, sowie der Maschinenelemente. Der Stoff ist in neun Kapitel mit den nötigen Unterteilungen systematisch gegliedert. Ausgehend von den Gasen und Ölen, ihren chemisch-physikalischen Eigenschaften, der Gaserzeugung, Reinigung und Untersuchung ist nacheinander für die allgemeine Theorie und Arbeitsweise der Verbrennungsmaschinen, ihre Konstruktion, Aufstellung und Montage, den Betrieb und die Wirtschaftlichkeit der Gesamtgasanlagen, in eingehender Weise das Wortmaterial in sechs Sprachen gesammelt. Die Deinhardt-Schlomannsche Methode, zum klaren Verständnis eines technischen Ausdruckes und zu seiner genauen Präzisierung in der fremden Sprache auch das Bild zu setzen, ist in den über 1000 Abbildungen des Bandes in guten Zeichnungen und Skizzen vortrefflich durchgeführt. Den Schluß des Bandes bilden die umfangreichen alphabetischen Register. Wer wie der Ref. Gelegenheit hatte, in die Redaktion der I. T. W. einen Einblick zu gewinnen, kann die Schwierigkeiten ermessen, die die Bearbeitung eines solchen Bandes bietet in bezug auf Beschaffung und Einordnung des Wortmaterials, Übersetzungen, Revisionen durch ausländische Ingenieure und Herstellung der Zeichnungen. Man darf den Herausgeber und seine Mitarbeiter wie den Verlag zur Bewältigung dieser mit vielem Fleiß und großen Opfern für die internationale Technik geleisteten vorzüglichen Arbeit beglückwünschen und den neuen Band „Verbrennungsmaschinen" aufs wärmste empfehlen. —nn.

FRITZ HEEDE, Hann.-Münden

Eingetr. Schutzmarke.

Vertreter: C. Knüppel, Berlin W.-Halensee
Joachim Friedrichstraße 30.

Durit-Schläuche, Dichtungen, Platten, Schnüre für höchste Dampfspannungen, Öle, Säuren
Balata Treibriemen und Transportgurte
Gewirkte Kamelhaarriemen.

Wünschen Sie sich zu Weihnachten eine STAR Schreibmaschine ?

zu M. 260.–

Die billigste der besten Volks-Schreibmaschinen mit allen Vorzügen.

Verlangen Sie Prospekte von der
Visible Schreibmaschinen-Ges. m. b. H.
Berlin SW. 19., Kommandantenstrasse 89.

Stillich & Co.
bauen als Spezialität:
Wasserkühl-Anlagen
nach eigenen bewährten Systemen.

Mallmitz-Schles.
Kaminkühler in Holz und Beton.
Gradierwerke.
Ventilatorkühler.

Kaminkühler für 1500 cbm. Stundenleistung ausgeführt auf Friedensgrube O.-S.

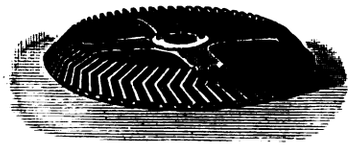
Digitized by Google

Jahncke & Friedewald, Leipzig-Plagwitz,
Telephon 10015
liefern als Spezialität:

Geräuschlose Reform-Exhaustoren, Ventilatoren u. Gebläse aller Art, leicht, stabil, mit Ringschmierlagern, bei niedrigst. Kraftverbrauch. Staubsammler-Serperator. Spänetransport- und Entstaubungs-Anlagen für alle Industrien. Trocken- u. Heizungs-Anlagen in jeder Ausführung, Rohrleitungen neuest. kraftsparender Konstruktion. Feinste Referenzen.

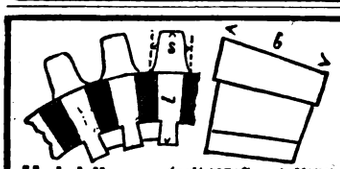
Schmiedeeiserne Fenster
u. Oberlichte jeder Art, schmiede eiserne Treppen, Thüren und Thore fertigt als Spezialität
R. Zimmermann, Bautzen.

Maschinenfabrik und Eisengiesserei
A., C. & O. Wapler
Tragnitz-Leisnig (Sachsen)



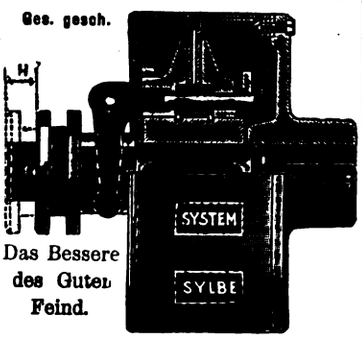
liefert mit Maschine geformte
Zahnräder aller Art, Seil- u. Riemscheiben
— in Rohguss oder bearbeitet. —

Vorwärmer
System Hoffmann, liefert bis zu den größten Abmessungen
Hoffmannswerk
Dresden - Leuben 26



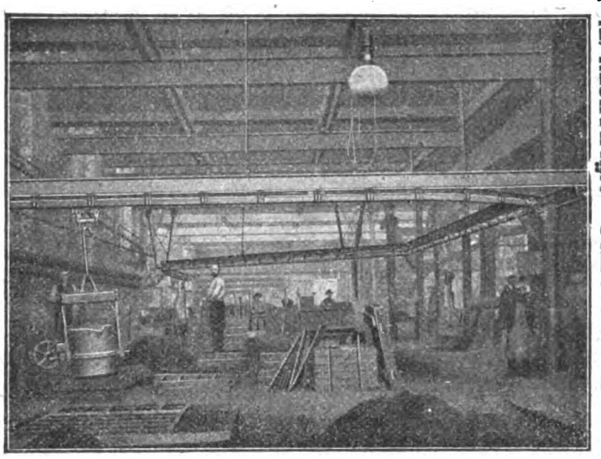
Holzkämme (seit 1874 Spezialität) aus gar. trockenem Weißbuchenholz nach Zeichnung oder Muster saub. gearbeitet, liefert billigst eventuell sofort
H. Emil Wurmbach,
Holzkammfabrik
Uckersdorf, Dillkreis (Nassau).

SYLBE-KUPPLUNG
Ges. gesch.

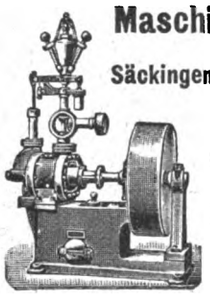


Das Bessere des Guten Feind.

Schmöllner Maschinenfabrik und Eisengießerei.
P. Sylbe, Schmölln S.A
Vertreter gesucht.



T. TOURTELLIER & FILS · MÜLHAUSEN (ELS.) Gesetzlich geschützt. **NÆNGEBAHNEN** Gesetzlich geschützt. Kataloge und Kostenanschläge. Gesetzlich geschützt.



Maschinenbau-Anstalt J. Schrieder
Gegr. 1864
Säckingen 6 a. Rh. u. Stein (Aargau) Schweiz.
Hydraul. Bremsregulator
zur augenblicklich, u. sicher. Regulierung von Turbinen u. Wasserrädern, für jeden Wasserkraft-Betrieb, insbesondere auch elektr. Licht- u. Kraftübertragungsanlagen von höchst. Wert. Automatische Schützenregulatoren. Regulatoren für Dampfmaschinen. Schnelligkeits-Anzeiger etc. Feinste Referenzen in allen Kulturstaaten. Prima Zeugnisse sowie Prospekte zu Diensten, weitgehendste Garantie bei bündigster Gewährleistung.

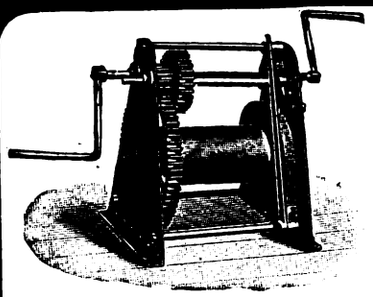
Langbein-Pfanhauser-Werke Akt.-Ges.
Leipzig-Sellerhausen.
Elektrochemische Fabrik für Galvano-Technik und Metall-Industrie. Dynamo- u. Maschinenbau-Anstalt

Vollständige Anlagen für
Vernickelung
Vermessingung
Verkupferung
Vergoldung
Versilberung
Verzinkung
Verzinnung
Verbleiung

Dynamos f. Elektrolyse.
Elektromotore.
Mess- u. Präzisions-Instrumente
Stromregulatoren.

Schleif- u. Polier-Motore
Schleif- u. Polier-Maschinen
Schleif- u. Polier-Materialien

Spezialitäten:
Elektrolytische Verzinkung von Eisen- u. Stahl-Band u. -Draht in endlosen Längen.
Elektrische Handbohr- u. Gewindeschneide-Maschinen.



Hand-Kabelwinden
für Montagezwecke u. nach bergpolizeilicher Vorschrift von 300 bis 15000 kg Tragkraft direkt an der Trommel.
Sofort lieferbar.

Heinrich de Fries, G. m. b. H.
Düsseldorf ✉ Berlin SW. 48
Läger: Düsseldorf, Berlin, Hamburg, Nürnberg, Stuttgart, Brüssel, Paris, Warschau, Wien, Zürich.
Ca. 10000 normale Hebezeuge vorrätig.

Warenkunde für den Gummiwarenhändler. Ein Hand- und Nachschlagebuch bearb. von Fritz Marzoll. Berlin 1908. Union Deutsche Verlagsgesellschaft. Preis M. 6.—.

Die Gummibranche gliedert sich in mehrere Spezialfächer: Technische Gummi- und Guttaperchawaren, chirurgische Waren, Kurz- und Spielwaren, neben denen Treibriemen-, Asbest-, Zelluloid- und andere Fabrikate figurieren. Die Metall-, Textil-, Spiel- und Sportwaren-Industrie sind ebenso an diese Branche angegliedert wie die Ledermanufaktur, der Öl- und Fettwarenhandel; die chemische Technologie, Maschinen-, Fahrrad-, Kork-, Filz-, Pappe-, Wachstuch-, Linoleum- und andere Industrien kommen mit in Frage. Dem praktischen Fachmann muß darum ein Handbuch sehr erwünscht sein, das in gedrängtem Rahmen alles Wissenswerte über die Fabrikate der Gummibranche und ihre verwandten Zweige enthält. Das Marzollsche Werk ist ein solches Handbuch und wird sich wegen seiner Vollständigkeit, Prägnanz und Leichtverständlichkeit gewiß bald einbürgern. —o.

Tiefbohrtechnische Studien über Ölgruben-Betrieb und Spülbohrung. Von Richard Sorge. Aus dem Nachlaß herausgeg. von Hermann Sorge. Berlin 1908. Verlag für Fachliteratur G. m. b. H. Preis M. 6.—.

Das mit einem Bild (Gravüre) des am 1. Dez. 1907 gestorbenen Verfassers geschmückte Buch enthält folgende wertvolle Abhandlungen: Das Spülbohren nach Erdöl, Das Prüfen der Wasserabsperrung bei Erdölbohrlöchern, Die Erdölgewinnung aus Bohrlöchern, Das Probeschöpfen, Die bei der Schöpfbewegung in Bohrlöchern entstehende Druckverminderung, Die Theorie der Bewegung des Spülstromes in Bohrlöchern. Das Werk bildet eine wertvolle Bereicherung der tiefbohrtechnischen Literatur, und es ist tief zu bedauern, daß es dem Verf. nicht vergönnt war, ein von ihm geplantes größeres Werk über Tiefbohrtechnik auszuarbeiten. O.

Lehrgänge u. Arbeitsproben für die werktätige Ausbildung der Lehrlinge und für die Gesellenprüfungen im eisen- und metalltechnischen Praktikum. Method. Hand- und Lehrbuch von Gg. Th. Stier sen. Mit 206 Abb. im Text. Hannover 1908. Dr. Max Jänecke, Verlagsbuchhandlung. Preis M. 2,80.

Eine 45jährige Praxis im Klein- und Großbetrieb und lange Lehrtätigkeit an einer höheren mechanisch-technischen Lehranstalt befähigen den Verf. vor vielen andern zur Abfassung wirklich praktischer Lehrbücher. So bietet auch das vorliegende Bändchen eine treffliche Einführung in das Werkstatt-Praktikum und zugleich eine wertvolle Ergänzung zu dem im gleichen Verlage erschienenen Buche „Der Lehrling" von demselben Verf. Gewissenhafteste Ausbildung strebt er an, und Tausende aus der jungen Generation werden es ihm noch in späten Tagen danken, daß er ihnen die Augen geöffnet hat über das, was sie zu tun und zu lassen haben, um tüchtige Werkmeister zu werden. —tt—

Kein Haus ohne Gas. Zur Belehrung der Gasverbraucher und solcher, die es werden wollen, verfaßt von Obering. Franz Schäfer. 7. Aufl. München 1908. Verlag von R. Oldenbourg. Preis M. —.20.

Diese aufklärende Broschüre zerstreut die Vorurteile gegen das Gas, belehrt über seine Anwendungen und Vorteile und gibt schließlich eine Reihe praktischer Winke für Gasverbraucher. —e.

Die Patentgesetze aller Völker. Bearbeitet und mit Vorbemerkungen und Übersichten, sowie einem Schlagwortverzeichnis versehen von Prof. Dr. Josef Kohler und Pat.-Anw. Maximilian Mintz. Bd. II. Lief. 1. Berlin 1908. R. v. Deckers Verlag. Preis M. 5,50.

In der vorliegenden Lieferung des monumentalen Werkes beginnen die Länder des Vorprüfungssystems. An der Spitze stehen die Ver. Staaten von Amerika einschl. der Philippinen. Nach einer

Digitized by Google

zweckmäßigen Übersicht folgen Vorbemerkungen über das amerikanische Patentgesetz, das „zu den durchdachtesten und gleichzeitig zu den liberalsten der Erde gehört und sich durch feines Interesse für die Erfinder sowie durch starke Betonung des materiellen Rechts gegenüber dem formellen auszeichnet." Der geschichtliche Teil bringt dann die Bestimmungen von 1790—1836 und das gegenwärtige Recht. —e.

Das Elektrizitätsrecht und das Reichselektromonopol. Eine nationalökonomische Studie von Dr. W. Plenske. Berlin 1908. Verlag von Alfred Pulvermacher & Co. Preis M. 4.—.

Zweck und Ziel dieser Studie ist es, zunächst festzustellen, wie weit die Elektrizität und die mit ihr in unmittelbarem Zusammenhang stehenden elektrischen Anlagen durch gesetzliche Normen geschützt sind oder sich doch unter die vorhandenen ges. Normen einreihen lassen, sodann die Lücken der Gesetzgebung aufzudecken und das „Elektrizitätsrecht" weiterzubilden. Das Thema ist scharf durchdacht und vorzüglich ausgearbeitet. Eine endgültige Lösung der Frage ist allerdings nur aus dem einträchtigen Zusammenwirken von Jus und Technik zu erwarten. —o—

Wie gründet man eine Aktiengesellschaft. Gemeinverständliche Darstellung einer Aktiengesellschaft von Dr. Rob. Georg Senftner. Stuttgart 1909. Muthsche Verlagshandlung. Preis M. 1.—.

Unverkennbar sind die Gefahren und Nachteile, die die A.-G. speziell im letzverflossenen Jahrzehnt im Gefolge hatte, so z. B.: Mißbräuche bei der Gründung und bei weiteren Aktienemissionen, fahrlässige oder unlautere Geschäftsführung, Verleitung des Publikums zum Börsenspiel und zur Spekulation. Die Vorteile jedoch und die gewaltigen Fortschritte, die der Einzelne wie die Gesamtheit der A.-G. verdanken, sind überwiegend. Während nun aber die Bedeutung der A.-G. für das Wirtschaftsleben der Gegenwart allgemein gewürdigt wird, findet ihre rechtliche Seite meist zu wenig Beachtung. Das vorliegende Schriftchen, das besonders die Gründung und Organisation der A.-G. klar und anschaulich behandelt — also Arten der Gründung, Gründungsvertrag, Statut, erster Aufsichtsrat und Vorstand, erste Rate, Handelsregister, Aktienemission und Subskription —, darf deshalb allen Kapitalisten, Handels- und Industriekreisen zur schnellen und sachkundigen Information empfohlen werden. —ed—

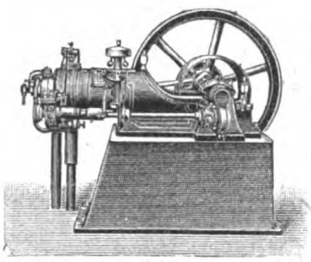
Bürger und Behörde. Was sie zu tun und zu lassen haben. Von Polizeirat v. Oerthel. Schoeneberg-Berlin 1908. Verlag von Hübsch & Baumann. Preis M. —.60.

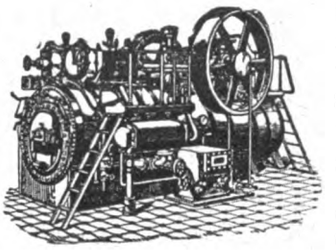
Ein knappes und doch erschöpfendes Nachschlagebuch für den Verkehr mit der Polizei und andern Behörden wird hier geboten. Verblüffend einfach und schlagend ist die Auslegung der Stoffe aus dem täglichen Leben. Ein rechtes ABC der praktischen Bürgerkunde. —i—

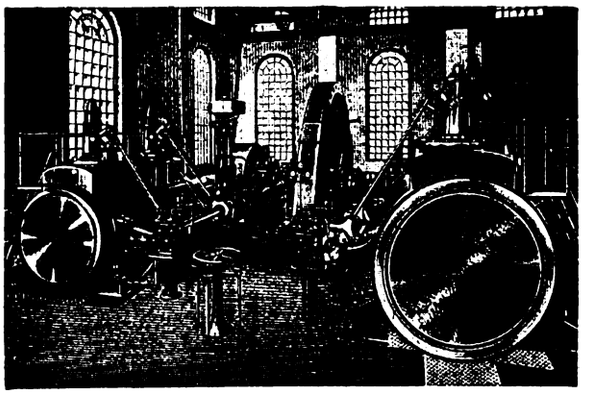
Über das Wesen der Mathematik. Rede von Prof. Dr. A. Voß. Erweitert und mit Anmerkungen versehen. Leipzig 1908. Verlag von B. G. Teubner. Preis M. 3.60.

Der Mathematiker Gauß faßte seine tiefsten Gedanken über seine Wissenschaft in dem Worte zusammen: ὁ θεὸς ἀριθμητίζει. Das heißt, ein Teil des göttlichen Wesens liegt in der Zahl beschlossen; die Möglichkeit, diese Seite zu erkennen, ist die höchste Gabe, die dem Verstande des Menschen verliehen ist. Um dies stolze Bewußtsein würdigen zu lernen und zu erkennen, wohin die Mathematik in unsern Tagen strebt, was ihres königlichen Amtes ist, dazu verhilft dem aufmerksamen Leser dieses inhaltreiche Buch. Es handelt von der Mathematik als Grundlage der gegenwärtigen Kultur, von ihrem unpopulären Charakter und ihrer historischen Entwicklung, von ihren Beziehungen zu anderen Wissenschaften, von der reinen Mathematik und ihren Anwendungsgebieten, von den nicht-euklidischen Geometrien, von philosophischen und erkenntnistheoretischen Streitfragen der Gegenwart, von der Mathematik als fortschreitender Entwicklung der Erkenntnis und dem absoluten Wert der mathematischen Wahrheiten. Wir haben noch nichts so in das Wesen der Mathematik Eindringendes gelesen, wie es hier auf kaum 100 Seiten geboten wird. W.

Vulkan-Fibre-Hochdruck-Platte
Unverwüstliches concurrenzloses
Dichtungsmaterial
Continental-Vulkan-Fibre-Werke
Oskar Lingner, Dresden-N. 17.


Gasmotoren- und
Maschinenfabrik Th. Goebels & Cie.
Cöln-Bickendorf 20
liefert in erstklassiger Ausführung, moderner Bauart = und niederigsten Preisen =
Verbrennungskraftmaschinen für gasförmige und flüssige Brennstoffe
Sauggasanlagen für Kraft- und Heizzwecke und für verschiedene Brennstoffe
Motorlokomobilen
Vermittler und Vertreter gesucht. == Auskünfte bereitwilligst.


Maschinen- ::: fabrik ::: BADENIA,
vorm. Wm. Platz Söhne, A.-G.
= WEINHEIM (Baden) =
Industrie-Lokomobilen
fahrbar und stationär für
Satt- u. Pat.-Heißdampf.
Zweckmässig, dauerhaft u. zuverlässig. Kataloge, Zeugnisse, Referenzen zu Diensten.

A. BORSIG :: BERLIN-TEGEL
Gegründet 1837 — Eigene Gruben und Hüttenwerke in Borsigwerk O.-Schl. — 14000 Arbeiter
Dampfmaschinen

stehender und liegender Bauart bis zu den größten Abmessungen
BORSIG-WASSERROHRKESSEL
:: PUMPEN ALLER ART ::
HYDRAULISCHE MASCHINEN UND APPARATE
Man verlange Kat. 2942.

Graf Zeppelins Fernfahrten. Schilderungen in Wort und Bild von Geh. Reg.-Rat Prof. Dr. Hergesell, C. v. Bassus und Dr. H. Eckner. Stuttgart 1908. Verlag von E. Schreiber. Preis M. 1.—.

Dies offizielle Album aus dem Lager des Grafen ist das einzige, das Original-Aufnahmen von den Mitfahrenden enthält. Der Text bietet zunächst prinzipielle Darlegungen, dann eine kurze Geschichte der Arbeiten und Versuche zu Manzell, den Bericht über die zwölfstündige Schweizerreise von Prof. Hergesell, die Fernfahrt nach Mainz und das Unglück bei Echterdingen, das dem Grafen wie dem deutschen Volke dennoch zum Glück ausgeschlagen ist. Die Reproduktionen der Aufnahmen aus dem Ballon sind vorzüglich. W.

Das Ideal der Freiheit von Dr. Fried. Naumann. Berlin-Schöneberg. 1908. Buchverlag der „Hilfe", G. m. b. H. Preis M. —.50.

In packender Weise arbeitet Naumann heraus, was im heutigen Staats- und Wirtschaftsleben der Gedanke der Freiheit bedeutet, wie nationale und rechtliche Freiheit sich mit der Gewinnung kultureller Höhenentwicklung verbinden müssen. Wollen wir eine fortschreitende Nation bleiben, so müssen wir den staatlichen und wirtschaftlichen Großbetrieb bejahen; unser schwerstes Zukunftsproblem ist es aber, darin die Freiheit der Persönlichkeit unangetastet zu erhalten. Das fesselnd geschriebene, künstlerisch ausgestattete Werk ist ein echter Naumann und muß seinen zahlreichen Freunden in Stadt und Land wieder herzliche Freude bereiten. —n.

Vom sprachlichen Kunstgewerbe. Eine Arbeit über Sprache und Schrift in unserem öffentlichen und privaten Leben. Von Hans Weidenmüller-Leipzig. Berlin-Schöneberg 1908. Buchverlag der „Hilfe" G. m. b. H. Preis M. —.30.

Das sprachliche Kunstgewerbe, wie es der Verf. versteht, hat eine hohe Mission und eine große Zukunft. Werkstätten für neue deutsche Wortkunst sind so notwendig wie Kunstwerkstätten für Hausgerät. Möge dem reifen Gedanken der tatbereite Beifall nicht fehlen! W.

Das Samariterbüchlein. Ein schneller Ratgeber bei Hilfeleistung in Unglücksfällen. Bearb. von Dr. Alfred Baur. 18. Aufl. neu bearb. von Medizinalrat Dr. Schleicher. Mit 44 Abb. Stuttgart 1909. Muthsche Verlagshandlung. Preis M. —.40.

Das Werkchen ist als Nachschlagebuch dank einer ingeniösen Druckanordnung einzigartig. Die zahlreichen Abbildungen sind instruktiv, der Text knapp und klar. —o.

Im Auto um die Welt. Von Hans Koeppen. Mit 177 Abb. und 9 Karten. Berlin 1908. Verlag von Ullstein & Co. Preis M. 8.—.

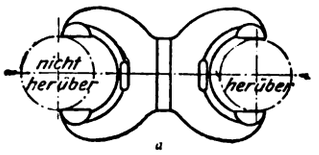
Etwas Besonderes leisten, etwas Außerordentliches erleben — wessen stille Sehnsucht ist das nicht in gewissen Jahren! Es war auch die Sehnsucht des Oberleutnants Hans Koeppen, und sie ward wunderbar gestillt. Eine Fahrt im Auto um die Welt hat er vollendet, wie sie vor ihm niemand unternahm und nach ihm so leicht keiner unternehmen wird. Tausend Bedenken erhoben sich, aber der junge Offizier schlug sie nieder mit dem Wort eines seiner ehemaligen Lehrer: Ein moderner Mensch ist für die Gefahr geboren. Ob er darin umkommt, oder ob er glücklich zum Ziel gelangt, ist lediglich eine Frage des Geschicks. Wer bei allem nur die Gefahr sieht, wird niemals mit Energie etwas Schwieriges zum guten Ende führen. — Und so ging's denn zum Start nach

Digitized by Google

Ludw. Loewe & Co., A.-G. Berlin NW. 87 Huttenstraße 17-20

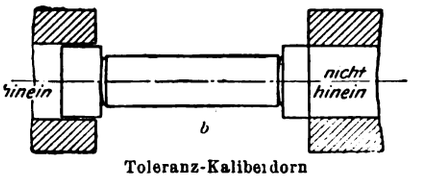
Wir versenden kostenfrei die soeben erschienene Broschüre

Toleranzlehren-Systeme



Toleranz-Rachenlehre

Dieselbe gibt wertvolle Ratschläge für das Messen in der Werkstatt



Toleranz-Kaliberdorn

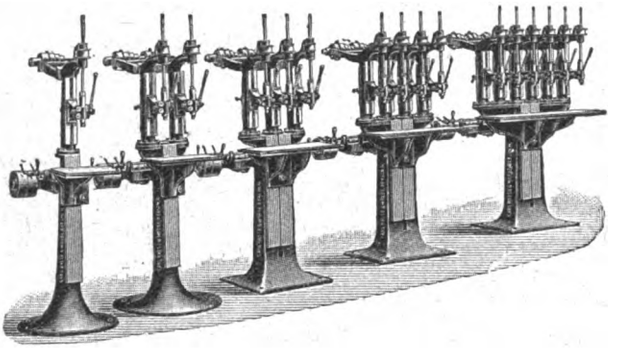
Interessenten bitten wir unsern Katalog über Spann-, Schneid- und Meßwerkzeuge einzufordern.

CARL HASSE & WREDE,

Fennstrasse 21. Berlin N. 39, nahe Weddingplatz.

Fabrik für Präzisions-Werkzeugmaschinen.

Spezialmaschinen für Armaturen-, Geschoß- und Zünder-Fabrikation.



Spezialmaschinen für Armaturen-, Geschoß- und Zünder-Fabrikation.

Spezialitäten: **Schnellbohrmaschinen,** ein- und mehrspindlig,
Universal-Revolver-Drehbänke
Revolverbänke. Façon-Drehbänke.

DER DOPPEL BLACKMAN

D. R. P.

Unerreichter Nutzeffekt

General-Vertreter in Deutschland:
BERLIN: James. W. Blackburn, Motzstrasse 75 W. 30.
KARLSRUHE i. B.: Heinrich Wenck & Cie., Hirschstrasse 45a.
KÖLN-SÜLZ: Alfred Fröhlich, Zivil-Ing., Sülzburgstrasse 158.
LEIPZIG-LINDENAU: Jacob & Becker, Thüringer-Str. 15-17.
MÜNCHEN: Julius Spohn, Steinsdorf-Strasse 15.
MÜLHAUSEN (Elsass): J. Tenthorey, Zürcherstrasse 2.

F. & S.-Kugellager

für Maschinen und Fahrzeuge aller Art

Grösste Kraftersparnis — Grösste Dauerhaftigkeit
Sparsamster Betrieb.
Kostenanschläge und Prospekte gratis.

Schweinfurter-Präzisions-Kugel-Lager-Werke
FICHTEL & SACHS ✲ Schweinfurt a. M.
Grösste Spezialfabrik der Branche :: Tagesproduktion **12500** div. Kugellager

Durch Patente im In- u. Auslande geschützt.

Digitized by Google

41. Jahrgang. Nr. 1. Leipzig, 2. Januar 1908.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur

Zeitschrift für Maschinen- und Mühlenbauer, Ingenieure und Techniker aller Industriezweige.

Die Gesamt-Ausgabe,
nämlich
Der praktische Maschinen-Konstrukteur
vereinigt mit
Uhlands Wochenschrift für Industrie u. Technik
erscheint jeden Donnerstag.

Preis pro Quartal 8 Mark, für Österreich-Ungarn 10 Kronen
Bei direkter Zusendung entsprechender Porto-Zuschlag.

Gesamt-Ausgabe

in Verbindung mit

Uhlands Wochenschrift für Industrie und Technik.

Begründet von **W. H. UHLAND.**

Alle Buchhandlungen und Postanstalten nehmen Bestellungen an.
Einzelne Hefte werden nicht abgegeben.

Uhlands Wochenschrift für Industrie u. Technik
ist auch allein
zu beziehen und erscheint
alle 8 Tage.

Preis pro Quartal 4 Mark, für Österreich-Ungarn 5 Kronen
Bei direkter Zusendung entsprechender Porto-Zuschlag.

Vertretungen:

Adelaide: F. Basedow, Buchh.
Barcelona: J. Sturzenegger, Trafalgar 18.-20.
Berlin: A. Seydel, Polyt. Buchh. SW., Königgrätzer Str. 31.
Brünn: Carl Winiker, k.k. Hofbuchhandl., Ferdinandsgasse 3.
Budapest: Friedr. Kilian's Nachfolger, kgl. ung. Universitätsbuchh. IV, Weitznergasse 1.
Buenos-Aires: Gustav Krause, Buchh., Calle San Martin 387.
Bukarest: Socec & Co., A.-G., Str. Victoria 21.
Christiania: Cammermeyer's Boghandel, Carl Johans Gade 41 u. 43.
Concepcion (Chile): Carlos Brandt, Buchh.
Genf: R. Burkhardt, Buchh., 2 Place du Molard.
Gothenburg: N. P. Pehrssons Bokhandel.
Graz: Leuschner & Lubensky, Universitätsbuchh.
Haag: W. P. van Stockum & Zoon, Buchh.
Kiew: Karl Schepe, Buchh.
Kopenhagen: Georg Chr. Ursin's Nachf., Verlagsbuchh., K., Kjöbmagerg. 8.
Lemberg: Gubrynowicz & Schmidt, Verlagsbuchh.
Lodz: Ludwig Fischer, Buchh.
London: Dulau & Co., W. 37, Soho Square.
Madrid: Adrián Romo, Libreria, Internacional, Alcalá 5.
Mailand: U. Hoepli, kg. Hofbuchh. Galleria de Cristoforis 59/66.
Moskau: J. Deubner, Buchh.
New-York: G. E. Stechert & Co., 129/133 West 20th. Street.
Odessa: Emil Berndt's Buchh.
Paris: F. A. Brockhaus, 17 Rue Ponaparte.
St. Petersburg: K. L. Ricker, Buchh., Newsky Prospekt 14.
Prag: Fr. Rivnac, Buchh. Graben 24.
Riga: N. Kymmel's Sort.-Buchh.
Santiago (Chile): José Ivens, Buchh., Casilla 205.
Sao Paulo: Heinrich Grobel, Caixa do Correio H.
Stockholm: Nordiska Bokhandeln, Drottninggatan 7.
Triest: F. H. Schimpff., Buchh.
Valparaiso (Chile): C. F. Niemeyer, Libreria Universal.
Warschau: E. Wende & Co., Buchh., Krakauer Vorstadt 9.
Wien: Spielhagen & Schurich, Verlagsbuchh., I., Kumpfgasse 7.
Zürich: Rascher & Co., Meyer & Zeller's Nachf., Rathausquai 20.

Inhaltsverzeichnis von Uhlands Zeitschriften:

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

(Erscheint alle 14 Tage.)

1908. Nr. 1. Seite

Heißdampf-Tandem-Maschine, System Max Schmidt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg i. Schl. (Mit Zeichnungen auf Tafel 1 und Abb., Fig. 1 u. 2.) 1
Vertikal-Schleifmaschinen von der Pratt & Whitney Co. in Hartford, Conn. (Mit Zeichnungen auf Tafel 2 und Abb., Fig. 3.) 2
Regulatoren nach System Strnad von Schmidt & Wagner in Berlin. (Mit Abb., Fig. 4—6.) 4
Antriebe und Ausrückungen von der Maschinenfabrik Geislingen in Geislingen. (Mit Abb., Fig. 7 u. 8.) . . 4
Zweiwalzenstuhl für die Graphit-Vermahlung. (Mit Zeichnungen auf Tafel 3.) 5
Über Hochdruck-Rohrleitungen. (Mit Abb., Fig. 9—12.) 5
Die Grundzüge der Statik des Eisenbetonbaues. Von Ottomar Schmiedel, Obering. in Leipzig. (Mit Abb., Fig. 13—15.) 6

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Heizschieber für Verbrennungsmotoren. Von Carl Schröder. (Mit Abb., Fig. 16.) 7
Supportplatten von L. Schuler in Göppingen. (Mit Abb., Fig. 17—19.) . 8
Vorrichtung zum Vielfach-Sägen. (Mit Abb., Fig. 20.) 8

Lichtpausen von den **Originalen der Tafeln** (2 bis 6 mal so groß als die Tafeln) **geben wir an unsere Abonnenten zu 7 bis 15 Mark pro Exemplar ab** (je nach der Größe der Originale).
Die Red. des „Prakt. Masch.-Konstr."

Uhlands Technische Rundschau

(Wochenschrift für Industrie und Technik.)
Beigabe zur **Gesamt-Ausgabe** des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

1908. Ausgabe I. Nr. 1.

Metallindustrie, Bergbau und Hüttenwesen.

Maschinenfabrikation und Gießerei. Eisenbau und Dampfkesselfabrikation.

Seite

Kegelräderhobelmaschine von Greenwood & Batley, Ltd., in Leeds. (Mit Abb., Fig. 1.) 1
Reparaturwerkstatt für Eisenbahnmaterialien. (Mit Zeichnungen auf Tafel 1.) 1
Support-Drehbank mit elektrischem Antrieb von der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft in Grafenstaden. (Mit Abb., Fig. 2.) . . . 2
Zwei neue amerikanische Kupolöfen. (Mit Abb., Fig. 3—5.) 3
Maschinen-Schraubstock von Oskar Oswald in Saalfeld a. S. (Mit Abb. Fig. 6—9.) 3
Formsandmischmaschine von Ph. Löhe in Hennef a. d. Sieg. (Mit Abb., Fig. 10.) 4

Kleineisen-, Draht- und Blechindustrie.

Das Entzinnen von altem Weißblech. 4
Profileisen- und Blechschere, System John, von Henry Pels and Co. in London. (Mit Abb., Fig. 11 und 12.) 5
Zerlegbare Kette von der Baldwin Chain & Manufacturing Company in Worcester, Massachusetts. (Mit Abb., Fig. 13.) 5

Fahrradindustrie.

Das Motorrad „Motosacoche" von H. & A. Dufaux & Cie., A.-G. in Genf. (Mit Abb., Fig. 14—16.) 6

Bergbau und Hüttenwesen.

Neuere Drahtzieh-Verfahren. (Mit Abb., Fig. 17 u. 18.) 7
Umsteuervorrichtung (Wechselventil) System Fischer von der Taylor Wilson Mfg. Company in Pittsburgh. (Mit Abb., Fig. 19.) 8
Neuerungen und Patente 8

Für Jedermann.

Monatsschrift für Fortschritte auf allen Gebieten v. Industrie, Technik u. Verkehrswesen.
(Erscheint als **Beigabe** zu allen Ausgaben von Uhlands Zeitschriften.)

1908. Nr. Seite

Industrie und Technik.

Die Sillwerke bei Insbruck. (Mit Abb., Fig. 1—4.) 1
Ernemann-Kino von Heinrich Ernemann, Akt.-Ges. für Camera-Fabrikation in Dresden. (Mit Abb., Fig. 5—13.) 3
Flüssige Luft. (Mit Abb., Fig. 14—17.) 5

Industriebetrieb und Organisation.

Wie hält man sich auf der Höhe? . 6

Verkehrswesen.

Große Orientfahrt 1908 mit dem Doppelschrauben-Postdampfer „Moltke" der H.-A.L. (Mit Abb., Fig. 18—24.) . 7
Vom Segelschiff zum Ozeandampfer . 9
Moderne Hotel-Telephon- und Signal-Anlagen, ausgeführt von der Akt.-Ges. Mix & Genest in Schöneberg-Berlin. (Mit Abb., Fig. 25—29.) . . 11

Das Recht für Industrie und Verkehr.

Das Urheberrecht an Werken der bildenden Künste und der Photographie. 13

Kongresse und Ausstellungen.

Kongreß der Kälte-Industrie 1908. . 14
Internationale Ausstellung der angewandten Elektrizität in Marseille . 14

Neues und Bewährtes für Jedermann.

Nähmaschinen mit elektrischem Antrieb der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin. (Mit Abb., Fig. 30—36.) 14
Discus-Reparaturknopf von Palous & Beuse in Berlin S.W. (Mit Abb. Fig. 37.) 16
Selbsttätige Abfüllvorrichtung von Ingenieur P. Hampel in Berlin N.W. 21. (Mit Abb., Fig. 38.) . . 16
Heftbriefblock von der Firma K. Gebler, Maschinenfabrik, Leipzig-Plagwitz. (Mit Abb., Fig. 39.) 16
Notiz- und Abreißkalender von Ferd. Ashelm in Berlin N. 39. (Mit Abb., Fig. 40—43.) 16

Briefwechsel der Redaktion, Literatur, Fragekasten und Auskunftserteilung an die Abonnenten, Stellenliste, Maschinenmarkt, Notizen über Verwertung von Erfindungen usw. befinden sich auf der ersten Spalte jeder Inseratenseite und werden **besonderer Beachtung der Leser empfohlen.**

UHLANDS TECHNISCHER VERLAG · OTTO POLITZKY · LEIPZIG.

Hierbei 3 Tafeln Nr. 1—3, 1 Tafel Metallindustrie Nr. 1 in Photolithographie, 1 Blatt (2 Tafeln) Normalkonstruktionen als Prä und Supplement „Für Jedermann", Monatsschrift für Fortschritte auf allen Gebieten von Industrie, Technik und Verkehrswesen, Bezugsquellenliste für Januar sowie Beilagen der Firmen Heinrich Lanz, Mannheim, Ingenieur F. W. Dannhäuser, Leipzig, Weststr

Digitized by Google

WARNUNG

für Verfertiger und Käufer von Andrehkurbeln mit Rückstoßsicherung!

In unserer Klage wegen Patentverletzung gegen **Erhardt Müller** in Würzburg hat das Oberlandesgericht Bamberg in Übereinstimmung mit dem Landgericht Würzburg wie folgt entschieden:

Endurteil:

1.) „Der Beklagte hat es während der Geltungsdauer des D. R.-P. No. 96161 bei Meidung einer Strafe von Zweihundert Mark für jeden Fall der Zuwiderhandlung zu unterlassen, Sicherheitsvorrichtungen für das Anlassen von Explosionsmaschinen gewerbsmäßig herzustellen, in Verkehr zu bringen, feilzuhalten oder zu gebrauchen, bei welchen ein selbsttätiges Ausrücken der Handkurbel bei Rückwärtsgang des Motors erfolgt. —

2.) Der Beklagte ist schuldig, der Klagepartei denjenigen Schaden zu ersetzen, welchen dieselbe dadurch erlitten hat, daß der Beklagte Sicherheitsandrehvorrichtungen der in Ziffer 1 bezeichneten Art seit dem zweiundzwanzigsten Dezember neunzehnhundertvier in Verkehr gebracht hat. —

3.) Der Beklagte hat die Kosten des Rechtsstreites zu tragen, bezw. der Klagepartei zu erstatten. —

4.) Der Urteilsausspruch unter 1 und 3 ist gegen eine vom Klageteil zu erlegende Sicherheit von Tausend Mark gemäß § 108 R. Z. P. O. vorläufig vollstreckbar." —

Hiernach ist festgestellt, daß unser Patent 96161 jegliche Andrehkurbel mit Rückstoßsicherung schützt, d. h. jegliche Kurbel, bei welcher der infolge vorzeitiger Zündung eintretende Rückstoß benutzt wird, die Kurbel auszuschalten. Die Firmen, Höchster Gas- und Benzinmotoren-Fabrik (Eisenlohr), Langenstein und Schemann, Balduin Bechstein, Gg. Schäfer & Cie., Gustav Eisenmann, Apparate-Bauanstalt Fischer, Siemens-Schuckertwerke und Johs. Ibbeken (F. Johannsens Buchdruckerei), haben Lizenz von uns erworben. —

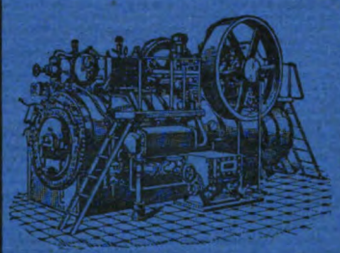
Wir verwarnen hiermit jedermann, Andrehkurbeln mit Rückstoßsicherung ohne unsere Genehmigung herzustellen, feilzuhalten, in Verkehr zu bringen, sowie solche Kurbeln, die nicht von uns oder anderen Lizenznehmern bezogen sind, zu gebrauchen.

Cöln-Deutz, den 21. Dezember 1907.

Gasmotoren-Fabrik Deutz.

R. Becker & Co.,
Dessau.

Sauber! Genau! Billig!



Maschinenfabrik **BADENIA,**
vorm. Wm. Platz Söhne, A.-G.
WEINHEIM (Baden)
Industrie-Lokomobilen
fahrbar und stationär für
Satt- u. Pat.-Heißdampf.
Zweckmässig, dauerhaft u. zuverlässig. Kataloge, Zeugnisse, Referenzen zu Diensten.

Übersetzung
von **Katalogen** und **Prospekten** in **alle modernen Sprachen.**
Übersetzungsbureau **M. Metlen,**
Marnixkade 12, **Amsterdam.**

FILZE
Filzringe, Schleif-Polier-Isolier- u. Kesselfilze etc.
MARTIN HAUER'S Wwe. Filzfabr. NÜRNBERG

Berlin-Anhaltische-Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft

Arbeiterzahl 3000 — BERLIN NW. und DESSAU — Jahresumsatz 14000000 M.

Eisengießereien und Maschinenfabriken

Grösste Fabriken Europas für die Herstellung von Triebwerken.

Wellen genauest gedreht und hochglanzpoliert, aus bestem Siemens-Martin-Flußeisen oder Stahl. Über 400000 m geliefert.

Lager aller Art, besonders **„Bamag"-Sparlager** mit selbsttätiger Ringschmierung. Einfachstes, bestbewährtes, in den meisten Betrieben benutztes Lager. „Bamag"-Sparlager sind über 300000 Stück in den meisten Betrieben des In- und Auslandes in Gebrauch.

Riemscheiben Hanf- und Drahtseilscheiben und **Schwungräder** aller Art in bestem Material und in exaktester Ausführung. 350000 Stück in allen Größen geliefert.

Kupplungen aller Art wie Hülsen, Sellers-, Schalen-, Scheiben-Kupplungen, besonders **„Bamag"-Reibungskupplungen.** Bewährte Kupplung, um ganze Wellenstränge oder Einzeltriebe auch im Vollbetriebe sofort und sicher ein- und auszurücken. Über 30000 Stück in allen Ländern in Betrieb.

Elastische Kupplungen hauptsächlich verwendbar bei elektromotorischem Antrieb.

Kraftmaschinen-Kupplungen „Ohnesorge", zum absolut stoßfreien Kuppeln von Kraftquellen.

Riemenleiter aller Art, auch mit selbsttätiger Ringschmierung.

Riemenrücker praktischer Apparat, um Riemen auch während des Ganges der Maschine und vom Arbeitsstande aus sofort, sicher und leicht umzuschalten.

Spannrollen-Getriebe „Lenix" Eigenartiger Apparat, um Antriebe billiger zu gestalten, und um Kraft, Riemen und Zeit zu sparen.

Bisher geliefert: 52263648 kg Triebwerkteile aller Art. Gegen 2500 komplette grosse Anlagen für Fabriken und staatl. Betriebe.

Vorzüge der „Bamag"-Triebwerke: Sorgfältige Konstruktion für reichliche Kraftleistung. Leichte Gewichte. Kräftige Bauart. Grosse Formenschönheit. Exakteste Ausführung.

Digitized by Google

der Firma Briegleb Hansen & Co. in Gotha 4 Hauptturbinen und 2 Erregerturbinen in Auftrag gegeben worden. Die Hauptturbinen sind Schnellläufer-Zwillings-Turbinen im geschlossenen zylindrischen Gehäuse, angeschlossen an schmiedeeiserne Zuflußrohrleitungen. Die Erreger-Turbinen sind einfache Spiralturbinen mit Außenregulierung. Die ersteren erhalten 428, die letzteren 500 minutliche Umläufe.

Der heutigen Nummer liegen Prospekte von folgenden Firmen bei:

Ingenieur F. W. Dannhäuser, Leipzig, Weststraße 12, welcher als sensationelle Neuheit einen Lötkolben-Wärmeofen mit Gasdampfgebläse empfiehlt. Dieser Gasdampfgebläseofen ist schon in Uhlands technischer Rundschau für die Metallindustrie, Heft 12, im Dezember 1907, Seite 94/5 ausführlich beschrieben worden. Er ist in gesundheitlicher Beziehung von besonderer Bedeutung, da durch den sich entwickelnden Wasserdampf die dem Gase eigentümliche Trokkenheit genommen wird. Zum Anwärmen von 4 Lötkolben ist bei Benutzung des Ofens kaum das Gasquantum erforderlich, welches die bisher üblichen, direkt angeschlossenen Gaskolben für jeden einzelnen verbrauchen. Die gewärmten Kolben bleiben jederzeit vollkommen sauber, das sog. Abblättern, wie es bei dem offenen Herdfeuer sich zeigt, fällt gänzlich weg. Gegen Explosionsgefahr schützt ein Sicherheitsventil, gegen Zerschmelzen des Kessels ein Gegengewicht, welches nach Verdampfung des Wassers ein selbsttätiges Umklappen des Kessels bewirkt. Neben der absoluten Betriebssicherheit bietet der Gebrauch außer den erwähnten Vorzügen eine bedeutende Zeitersparnis und eine sichere Gewähr gegen Verbrennen der Lötkolben.

Heinrich Lanz in Mannheim über Patent-Heißdampf-Lokomobilen mit Ventilsteuerung, System Lentz. Durch diese patentierte Neuerung in Verbindung mit der Kurbelwellenlagerung „Patent Lanz" und der packungslosen Lentz-Dichtung machen die Lanzschen Lokomobilen Anspruch darauf, in Einfachheit und Zweckmäßigkeit unübertroffen zu sein. Der Prospekt schildert nicht nur die Vorzüge der Lanzschen Lokomobilen, sondern zeigt auch Abbildungen der Ventilsteuerung selbst. Für die Qualität der Maschinen sprechen ferner die im Jahre 1907 verliehenen Auszeichnungen der Deutschen Armee-, Marine- und Kolonial-Ausstellung sowie der Jubiläums-Ausstellung Mannheim, ferner ein beigegebener Auszug aus dem Bericht des Badischen Dampfkessel-Überwachungsvereins über an einer 100-pferdigen Heißdampf-Compound-Lokomobile vorgenommenen Versuche. Die Firma Lanz hat das alleinige Ausführungsrecht der Ventilsteuerung „Lentz" in Anwendung bei Lokomobilen erworben. Der reichhaltig ausgestattete Prospekt sei daher der Beachtung aller Interessenten empfohlen.

Das Technikum Mittweida empfiehlt sich als höhere technische Lehranstalt für Ausbildung in der Elektrotechnik und im gesamten Maschinenbau. Das Institut gliedert sich demgemäß auch in Abteilungen für Elektro- und Maschinen-Ingenieure, sowie für Bureau- und Betriebstechniker, Werkmeister usw. Der Prospekt gibt ferner ausführlich Auskunft über Unterricht und Dauer der Ausbildung, über Lehrmittel, -werkstätten und deren Ausstattung. Auch über die Kosten des Studiums, über die notwendige Vorbildung und aller sonstigen wissenswerten Einzelheiten enthält der Prospekt ausführliche Angaben. Die Frequenz betrug im Sommersemester 1769, im Wintersemester 1841 Besucher, so daß die Jahresfrequenz die Zahl von 3610 Besuchern umfaßt. Nicht nur für denjenigen, welcher die Absicht hat, ein Studium zu beginnen, hat der in seinen Einzelheiten interessante Prospekt Interesse, sondern alle Angehörigen technischer Stände dürften demselben ihre Aufmerksamkeit widmen.

Deutsches Technikum

Lehr-Institut für Technischen Fern- und Korrespondenz-Unterricht.

Berlin SW. 11, Schönebergerstr. 8.

Leiter: Diplom-Ingenieur W. Pockrandt.

Gediegene theoretische Ausbildung durch schriftlichen Unterricht in **Hochbau, Bau-Ingenieurwesen, Maschinenbau und Elektrotechnik** nach bewährter, erfolgreicher Methode und ohne Unterbrechung der Erwerbstätigkeit für alle, die keinen regelmäßigen Schulunterricht genießen können. **Honorar mäßig. Bequeme Zahlungsbedingungen.** Lehrmittel werden mitgeliefert. Teilnahme am Unterricht, der demjenigen der technischen Mittelschulen entspricht, zu jeder Zeit möglich. Zur Aufnahme in die Vorschule genügt Volksschulbildung.

Ausführliches Programm gratis.

Polytechnisches Institut Progr. frei. Staatskommissar. Mod. Labor., Maschinenb., Elektrotechnik, Gas- und Wassertechnik, Chemie, Bauingenieure. **Arnstadt i. Th.**

H. GÖTZE Berlin C. August-Str. 30 Anfang April October **Maschinenbau-Unterrichts-Anstalt** Prosp. zur Verfügung

Technische Akademie Berlin vorm. **Technikum Elektra.** **S.W. 68.** Markgrafenstr. 100. Maschinenbau. :: Elektrotechnik. Prospekte frei.

Friedrichs-Polytechnikum Städtisches **Cöthen: Anhalt.** Programm durch das Sekretariat.

Deutsche Müllerschule Dippoldiswalde i. S. Eintr. April und Oktob. Prosp. kostenlos.

Vorbildung z. Einjähr.-, Prim.-, Abit.-Prüf. in d. Anstalt Dr. Harangs, Halle a. S. 63. Prosp.

Königl. vereinigte Maschinenbauschulen Elberfeld-Barmen. Maschinenbau. Elektrotechnik. Abteilung I: Höhere Maschinenbauschule, Abteilung II: Maschinenbauschule. Berechtigung zum Reichs- und Staatsdienst. — Programm kostenlos. Beginn des Sommersemesters am 1. April 1908.

Technikum Konstanz am Bodensee Hochbau Maschinenb., Elektrotechn. Tiefbau Prosp. frei.

Technikum Hildburghausen Höhere u. mittl. Maschinenbau- u. Elektrotechnikerschule. Werkmeisterschule, Baugewerk- u. Tiefbauschule. Programm frei.

Technikum Neustadt i. Meckl. Maschinenbau, Elektrotechnik, Eisenbahnbau, Hochbau. Höhere Lehranst. f. Ingenieure, Abt. f. Techn. u. Werkm. Staatssubvention. Progr. frei.

Thüringisches **Technikum Ilmenau** Elektro- und Maschinen-Ingenieure, -Techniker, Werkmeister. Prospekt. Lehrfabrik

Technikum Rudolstadt Maschinenbau. Elektrotechnik. Hoch- und Tiefbau. 4 bis 6 Semester. Eisenbeton. Architektur.

Technikum Mittweida Direktor: Prof. A. Holzt. Königreich Sachsen. Höhere technische Lehranstalt f. Elektro- u. Maschinentechnik. Sonderabteilungen f. Ingenieure, Techniker u. Werkmeister. Elektrotechn. u. Maschinen-Laboratorien. Lehrfabrik-Werkstätten. Im 36. Schuljahr 3610 Besucher. Programm etc. kostenlos durch d. Sekretariat.

Technikum Strelitz in Mecklenb. Einzelunterr. Eintritt tägl. Unterricht n. Methode Hittenkofer. Programm unberech. v. Sekretariat.

Technische Selbstunterrichtswerk. Syst. Karnack-Hachfeld Maschinenkonstrukt. Werkmeister. Monteur, Betriebsingenieur. Elektrotechniker. Schlosser. Bauschlosser. Kunstschlosser. Installateur. Gießereitechniker. Werkzeugmaschinenbauer. Glänzende Erfolge. Aussichtsend. Prosp. u. Anerkennungsschr. grat. u. fr. **Bonness & Hachfeld, Potsdam T. 3**

Einfachste Riemenverbindung Maschine mit 1000 Klammern M. 7.50 Rapidwerke Kahl a. Main

Städtisches Elektrotechnikum Teplitz. Älteste Lehranstalt für Elektrotechnik mit Lehrwerkstätten und Laboratorien. Ausbildung zu Monteuren, Elektrotechnikern und Elektro-Eisenbahntechnikern. Beginn d. Kurse 1. April und 1. Oktober. — Programme frei. Begründer u. Direktor: Prof. Wilh. Biscan.

Großherzogl. Baugewerk- und Maschinenbauschule VAREL a. Jade Bau- u. Maschinentechn. 4, Werkmstr. 2 Sem. u. Poliere 1 Sem. Progr. kostenfr.

Hohen Nebenverdienst kann sich jeder **Ingenieur, Konstrukteur u. Bureaubeamte** auf **vornehme,** durchaus nicht anstössige Weise erwerben. **J. Emil Andrae, Potsdam 32.**

Rüböl-Ersatz wasserlöslich **Mk. 55.— pro. 100 Ko.** Probe-Kanister gratis zur Verfügung. **Chemische Fabrik W. Städing & Co.** mit beschränkter Haftung. **Leipzig-Lindenau.**

TECHNIKUM WORMS a/Rh. Beginn 1. October PROGRAMM & LEHRPLAN gratis durch die Direction. FRITZ ENGEL.

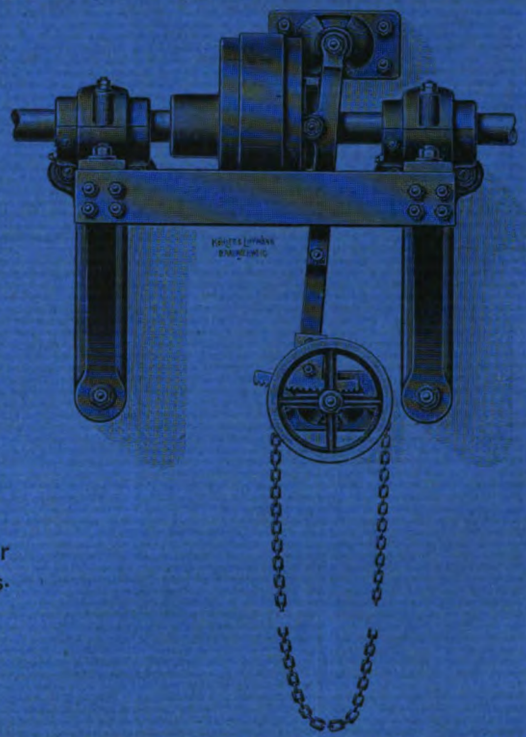
Der Deutsche Ingenieur im Ausland liest nur eine Fachschrift, den „Praktischen Maschinen-Konstrukteur"

Königreich Sachsen. **Ingenieurschule Zwickau** Maschinenbau und Elektrotechnik. Ingenieur- und Techniker-Kurse. Prospekte kostenfrei.

Digitized by Google

BENN KUPPLUNG

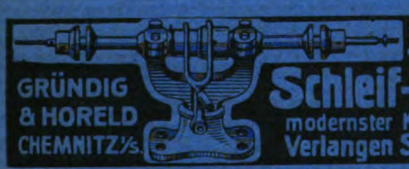
Patentiert in allen Industriestaaten
und überall als die **beste** und **zuverlässigste** Reibungs-Kuppelung anerkannt



Reibungsflächen Eisen auf Eisen.
Keine Holzbacken.
Reibungsflächen laufen in Öl.
Vollständig geschlossen.
Reibungsflächen scheibenförmig.
Keine vorstehenden Teile.

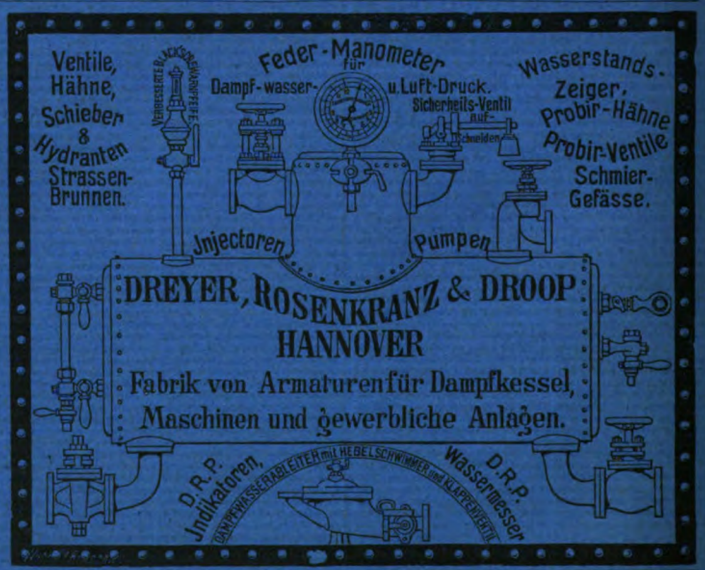
Zum Ein- oder Ausrücken zu jeder Zeit bei jeder Kraft und Geschwindigkeit während des Betriebes.

VOGEL & SCHLEGEL, DRESDEN 27.



GRÜNDIG & HORELD CHEMNITZ ½

30 verschied. Modelle von Schleif-u. Polier-Maschinen
modernster Konstruktion für alle Zwecke!
Verlangen Sie unsere illustr. Preisliste!



SPEZIALITÄT:
Zahnräder
jeder Art.

Kegel-Räder

mit genau gehobelten Zähnen.

Maschinenfabrik Rhenania m. b. H.
Köln-Ehrenfeld.

Digitized by Google

41. Jahrgang. Nr. 52. Leipzig, 24. Dezember 1908.

Der praktische Maschinen-Konstrukteur

Zeitschrift für Maschinen- und Mühlenbauer, Ingenieure und Techniker aller Industriezweige.

Die Gesamt-Ausgabe, nämlich **Der praktische Maschinen-Konstrukteur** vereinigt mit **Uhlands Wochenschrift für Industrie u. Technik** erscheint jeden Donnerstag.

Preis pro Quartal 8 Mark, für Österreich-Ungarn 10 Kronen
Bei direkter Zusendung entsprechender Porto-Zuschlag.

Gesamt-Ausgabe

in Verbindung mit

Uhlands Wochenschrift für Industrie und Technik.

Begründet von **W. H. UHLAND.**

Alle Buchhandlungen und Postanstalten nehmen Bestellungen an.
Einzelne Hefte werden nicht abgegeben.

Uhlands Wochenschrift für Industrie u. Technik ist auch allein zu beziehen und erscheint alle 8 Tage.

Preis pro Quartal 4 Mark, für Österreich-Ungarn 5 Kronen
Bei direkter Zusendung entsprechender Porto-Zuschlag.

Vertretungen:

Adelaide: F. Basedow, Buchh.
Barcelona: J. Sturzenegger, Trafalgar 18.-22.
Berlin: A. Seydel, Polyt. Buchh. SW., Königgrätzer Str. 31.
Brünn: Carl Winiker, k.k. Hofbuchhandl., Ferdinandsgasss 3.
Budapest: Friedr. Kilian's Nachfolger, kgl. ung. Universitätsbuchh. IV, Weitznergasse 1.
Buenos-Aires: Gustav Krause, Buchh., Calle San Martin 387.
Bukarest: Socec & Co., A.-G., Str. Victoria 21.
Christiania: Cammermeyer's Boghandel, Carl Johans Gade 41 u. 43.
Concepcion (Chile): Carlos Brandt, Buchh.
Genf: R. Burkhardt, Buchh., 2 Place du Molard.
Gothenburg: N. P. Pehrssons Bokhandel.
Graz: Leuschner & Lubensky, Universitätsbuchh.
Haag: W. P. van Stockum & Zoon, Buchh.
Kiew: Karl Schepe, Buchh.
Kopenhagen: Georg Chr. Ursin's Nachf., Verlagsbuchh., K., Kjöbmagerg. 8.
Lemberg: Gubrynowicz & Schmidt, Verlagsbuchh.
Lodz: Ludwig Fischer, Buchh.
London: Dulau & Co., W. 37, Soho Square.
Madrid: Adrián Romo, Libreria, Internacional, Alcalá 5.
Mailand: U. Hoepli kg. Hofbuchh. Galleria de Cristoforis 59/66.
Moskau: J. Deubner, Buchh.
New-York: G. E. Stechert & Co., 129/133 West 20th. Street.
Odessa: Emil Berndt's Buchh.
Paris: F. A. Brockhaus, 17 Rue Bonaparte.
St. Petersburg: K. L. Ricker, Buchh., Newsky Prospekt 14.
Prag: Fr. Rivnac, Buchh. Graben 24.
Riga: N. Kymmel's Sort.-Buchh.
Santiago (Chile): José Ivens, Buchh., Casilla 205.
Sao Paulo: Heinrich Grobel, Caixa do Correio H.
Stockholm: Nordiska Bokhandeln, Drottninggatan 7.
Triest: F. H. Schimpff., Buchh.
Valparaiso (Chile): C. F. Niemeyer, Libreria Universal.
Warschau: E. Wende & Co., Buchh., Krakauer Vorstadt 9.
Wien: Spielhagen & Schurich, Verlagsbuchh., I., Kumpfgasse 7.
Zürich: Rascher & Co., Meyer & Zeller's Nachf., Rathausqual 20.

Inhaltsverzeichnis von Uhlands Zeitschriften:

Der praktische Maschinen-Konstrukteur.

(Erscheint alle 14 Tage.)

1908. Nr. 26.

Seite

Gasmaschine. (Mit Zeichnungen auf Tafel 64 und Abb., Fig. 419.) . . 213
Berechnung einer 50 PS-Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation. Von Ingenieur Emerich Graf, Elbing. (Mit Abb., Fig. 420—421.) (Schluß.) 214
Schornstein mit Hochbehälter. Von Ing. J. Thoren, Charlottenburg. (Mit Zeichnungen auf Tafel 54 in Heft 22, Fig. 1—8.) (Schluß.) 215
Brikettpressen. (Mit Abb., Fig. 422 bis 424) 217
Zementrohr-Stampfmaschine. (Mit Zeichnungen auf Tafel 65 und Abb., Fig. 425.) 218
Leistungen indirekt gefeuerter Dampfüberhitzer. (Mit Abb., Fig. 426.) . 219

Detailkonstruktionen und Notizen aus der Praxis.

Hochhub-Sicherheitsventil. (Mit Abb., Fig. 427.) 220

Lichtpausen von den **Originalen der Tafeln** (2 bis 6 mal so groß als die Tafeln) **geben wir an unsere Abonnenten zu 7 bis 15 Mark pro Exemplar ab** (je nach der Größe der Originale).

Die Red. des „Prakt. Masch.-Konstr."

Uhlands Technische Rundschau.

(Wochenschrift für Industrie und Technik.)
Beigabe zur **Gesamt**-Ausgabe des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur".

1908. Ausgabe V. Nr. 12.

Textil- u. Bekleidungsindustrie. Papierindustrie.

Spinnerei, Weberei und Wirkerei.

Seite

Spinnerei- und Weberei-Anlagen. (Mit Zeichnungen auf Tafel 12.) 89
Die Praxis der mechanischen Spinnerei. Vom Kais. Rat Ludw. Utz, Ingenieur und Fachschul-Direktor. (Mit Abb., Fig. 181—184.) (Forts.) . 90
Ununterbrochen aufwindende Streichgarnspinnmaschine. (Mit Abb., Fig. 185.) 92
Kreuzkötzerspulmaschine. (Mit Abb., Fig. 186.) 92
Wrays automatischer Webstuhl für Wolle. (Mit Abb., Fig. 187.) . . . 93
Schützenwechsel für Webstühle. (Mit Abb., Fig. 188.) 94
Rundstrickmaschine mit Fußbetrieb. (Mit Abb., Fig. 189.) 94

Näh- und Flechtindustrie. Wäscherei, Färberei und Appretur.

Handstickmaschine. (Mit Abb., Fig. 190.) 94
Flechtmaschinen für Geflechte mit stickmusterähnlichen Figuren. (Mit Abb., Fig. 191.) 95
Maschine zum Ausschlagen von Garnsträhnen. (Mit Abb., Fig. 192.) . . 95
Auswechselvorrichtung für die Wickelrollen von Kalandern. (Mit Abb., Fig. 193.) 95

Papierindustrie u. graphische Gewerbe.

Elektrischer Antrieb von Papiermaschinen. (Mit Abb., Fig. 180.) 96
Selbsttätiger Einlege-Apparat „Augusta". (Mit Abb., Fig. 194.) . . . 96

Für Jedermann.

Monatsschrift für Fortschritte auf allen Gebieten v. Industrie, Technik u. Verkehrswesen.
(Erscheint als **Beigabe** zu allen Ausgaben von Uhlands Zeitschriften.)

1908. Nr. 12.

Seite

Industrie und Technik.

Schiffsbeleuchtung mit Tantallampen. (Mit Abb., Fig. 212—214.) 109
Reparaturen an Schiffskesseln mittels Azetylen-Sauerstoff-Schweißung . 110
Eine Sprechmaschinenfabrik. (Mit Abb., Fig. 215—218.) 110

Sicherheits- und Rettungswesen.

Erste Hilfeleistung bei Unfällen im elektrischen Betriebe 111

Das Recht für Industrie und Verkehr.

Das Königliche Materialprüfungsamt der Technischen Hochschule, Berlin 112

Verkehrswesen.

Eine Reise in Spanien. (Mit Abb., Fig. 219—223.) (Schluß.) 113
Der Gasthausbetrieb in Deutschland 115

Neues und Bewährtes für Jedermann.

Moderne Gas-Kochapparate. (Mit Abb., Fig. 224—227.) 116
Petroleumglühlicht-Brenner. (Mit Abb., Fig. 228.) 116
Füllfederhalter und Bleistiftspitzer. (Mit Abb., Fig. 229.) 116
Ein neues Tintenfaß. (Mit Abb., Fig. 230.) 116

Briefwechsel der Redaktion, Literatur, Fragekasten und Auskunftserteilung an die Abonnenten, Stellenliste, Maschinenmarkt, Notizen über Verwertung von Erfindungen usw. befinden sich auf der ersten Spalte jeder Inseratenseite und werden **besonderer Beachtung der Leser empfohlen.**

UHLANDS TECHNISCHER VERLAG · OTTO POLITZKY · LEIPZIG.

Hierbei 1 Tafel Textilindustrie Nr. 12 in Photolithographie.

Digitized by Google

Den geehrten Abonnenten des IV. Quartals wird das I. Quartal 1909 als Fortsetzung zugesandt, falls keine Abbestellung vorliegt!

Inserate.

Die Anzeigen erscheinen **gleichzeitig in sämtlichen Ausgaben** der Zeitschriften: **„Der praktische Maschinen-Konstrukteur"** (Gesamt- und Einzelausgabe), **„Uhlands Wochenschrift für Industrie und Technik"** und **„Uhlands Technische Rundschau in Einzelausgaben"**, die am gleichen Zeitpunkt ausgegeben werden, sowie in der jeweiligen Ausgabe von Uhlands Monatsschrift **„Für Jedermann"**. Die **Insertionsgebühr** beträgt für den Millimeter Höhe einer Spalte 20 Pfennige. Bei Aufgabe besonders großer Anzeigen sowie bei Wiederholungen wird entsprechender Rabatt gewährt. Für Anzeigen auf der zweiten und letzten Umschlagseite, sowie auf der Inseratenseite vor dem Text wird ein Preiszuschlag von 15 % erhoben. Für **Chiffre-Inserate** sind einschl. Besorgung der einlaufenden Offerten für den Millimeter Höhe einer Spalte 25 Pfennige zu entrichten. Mindestpreis für ein Chiffre-Inserat 3 Mark. **Beilagen**, von denen zuvor Probeexemplare einzusenden sind, werden das Tausend mit 10 Mark berechnet. **Schluß der Anzeigenannahme** jede Woche Donnerstag Mittag für die in folgender Woche (Donnerstag) erscheinende Nummer. Alle größeren Annoncenbureaux sowie der unterzeichnete Verlag nehmen Bestellungen an und erteilen nähere Auskunft über Rabattsätze usw.

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig.

FILZE
Filzringe, Schleif-Polier-Isolier- u. Kesselfilze etc.
MARTIN HAUER's Wwe. Filzfabr. NÜRNBERG

MEISTER
für Fabrikation von schmiedeeisernen Flanschen gesucht. Offerten mit Gehaltsansprüchen sub. **J. A. 9533** an **Rudolf Mosse, Berlin S. W.**

Lohnbeutel mit Druck 1.75
Postkart. Ia. Karton 3.25 Briefumschl. 2.50
Mitteilungen 2.75 per 1000 **mit Druck.**
J. Carstens Berlin-Wilmersdorf.

1000 St. 4° Couverts m. Firma M. 2,40
1000 „ Mitteilungen 15×23 cm „ 5,—
1000 „ Paketadressen, gelb „ 3,25
1000 „ Postkarten, holzfreie „ 5,—
1000 „ Briefbogen 23×30 cm „ 6,50
Albert Müller, Leipzig
Brüderstrasse 19 :: Fernsprecher 7489

Richard Schippel,
Chemnitz (Sa.)
Ratgeber für Fabriklüftungen.
20jähr. Praxis. Beste Referenzen.

Patent und techn. Büro.
Ingenieur Robert Pincus
BERLIN W. Potsdamerstr. 70a
Erwirkt schnell und gut **Patente, Muster, Marken** im In- und Ausland. **Ausarbeitung. Verwertung.** Ia Referenzen. Kostenanschläge gratis.

DER DOPPEL BLACKMAN
D. R. P.

Unerreichter Nutzeffekt

General-Vertreter in Deutschland:
BERLIN: James. W. Blackburn, Motzstrasse 75 W. 30.
KARLSRUHE i. B.: Heinrich Wenck & Cie., Hirschstrasse 45a.
KÖLN-SÜLZ: Alfred Fröhlich, Zivil-Ing., Sülzburgstrasse 158.
LEIPZIG-LINDENAU: Jacob & Becker, Thüringer-Str. 15-17.
MÜNCHEN: Julius Spohn, Steinsdorf-Strasse 15.
MÜLHAUSEN (Elsass): J. Tentheroy, Züricherstrasse 2.

Namhafte Verbess. gegenüb. all. bestehend. Konstrukt.

Kegel- u. Backen-Brecher für Schotter, Spülversatz etc.
Grösste Dauerhaftigkeit.
Höchste Leistungsfähigkeit.
Sandmahlanlagen.
Sortiertrommeln.
Holzhäuer Masch.-Fbk.-Gesellsch. **Augsburg.**

Transport-Anlagen jeder Art
Conveyor - Elevatoren
Patent u. modernste Konstrukt.
Kess-Beschickg.-Anl. Transp. u. Aufz. f. Fässer, Kisten, Säcke etc.
Holzhäuer Masch.-Fbr.-Ges. **Augsburg.**
Vertreter u. Wiederverkäufer hohen Rabatt.

Aeusserst niedrige Anlage- und Betriebskosten.

Wünschen Sie sich zu Weihnachten eine ?

STAR Schreibmaschine

zu M. 260.–

Die billigste der besten Volks-Schreibmaschinen mit allen Vorzügen.

Verlangen Sie Prospekte von der

Visible Schreibmaschinen-Ges. m. b. H.

Berlin SW. 19., Kommandantenstrasse 89.

Es ist unmöglich

die zahlreichen in die Augen springenden Vorzüge des **Terri-Ventilator mit Dampfturbinenantrieb** auf diesem beschränkten Raume anzuführen! Verlangen Sie deshalb **gratis** Prospekt 32.

E. Maelger, Inh. Ernst Maelger, Berlin NW 5, Birkenstr. 57a.

Sauberst bearbeitete
Richt-, sowie Loch- und Gesenkplatten
fabriziert als Spezialität
Zwickauer Gusswerke
Emil Selbmann
Zwickau i. Sa. 4.

Technisches- u. Ingenieur-Bureau mit erstklassigen Verbindungen sucht
Vertretung für Italien
von leistungsfähigen Firmen der elektrotechnischen u. Maschinenbranche. Prima Referenzen. Gefl. Offerten an **Obleght, Bagutta 24, Mailand.**

Stellenliste
für Techniker
aller Industriezweige.

Offerten unter Angabe der Nummer an
Uhlands technischer Verlag
Otto Politzky,
Leipzig.

Stellen-Gesuche.

Preis für Aufnahme während 6 Wochen **6 Mark**; für Abonnenten und Inserenten **3 Mark.**

697. Junger Ingenieur, 21 Jahre alt, militärfrei, Absolvent des Technikums Mittweida, gute theoretische und praktische Ausbildung, flotter und sauberer Zeichner, energisch, zuverlässiger Charakter, sucht bei bescheidenen Ansprüchen vom 1. Januar 09 Anfangsstellung im allgemeinen Maschinenbau, spez. Dampf- und Wasser-Turbinenbau.

699. Ingenieur, 20¾ J. alt, Holländer, 6 Sem. Ing.-Schule, 2 Jahre allg. Maschinenbau, 3 Monate Büro (Eisenkonstr.), einige engl. u. franz. Sprachkenntn., sucht unter besch. Anspr. Stellung. Ausland bevorzugt.

700. Diplomingenieur, 24 J., mit Werkstattpraxis, sucht Anfangsstellung.

701. Ingenieur, 26 Jahre, militärfrei, repräsentationsfähig, derzeit als Betriebsleiter einer großen Weberei u. Wachstuchfabr., Jahreszeugnisse, versiert im Bau von Weberei-Maschinen sowie Masch. zur Wachstuchindustrie sucht angemess. Stellung. Auch im Ausland. (Südslav. Sprache).

702. Formergießereimeister, 31 Jahre alt, evang., verh., im gesamten Gießereiwesen, sowie Kugelofenbetrieb, dem Lohn- und Akkordwesen aufs beste vertraut, sucht sich möglichst bald dauernd zu verändern.

703. Maschinen-Ingenieur, 26 J. alt, kath., ledig, beim Eisenbahn- u. Telegraphen-Regiment in Österr. gedient, Absolvent der beiden Abteilungen (Maschinenbau und Elektrotechnik) der k. k. Fachschule in Komotau in Böhmen, u. d. städt. Gewerbe-Akademie Friedberg i/H. (Exam. mit Auszeichnung) wünscht, gestützt auf vierjährige Werkstattpraxis und seine guten Zeugnisse, Anfangsstellung unter bescheidenen Ansprüchen ab 1. I. 09 in irgendeinem industriellen Unternehmen im Betrieb oder Bureau. Derselbe ist bewandert im Bau von Dampfmaschinen, Turbinen, Kessel, Hebezeuge, Werkzeugmaschinen, und besitzt prakt. und theoret. Kenntnisse auf dem Gebiete der Stark- und Schwachstromtechnik. Zur pers. Vorstell. gern bereit.

704. Maschineningenieur, 22 J. alt, mit 2¾-j. Werkstatt- u. ¼-j. Bureaupr., Absolv. ein. 5 Sem. Technikums- u. 3 Sem. Hochschulbildung, vorzügl. Zeugnisse, sucht per sofort oder später geeignete Stellg. als Hilfsingenieur bei bescheid. Gehaltsansprüchen.

Fortsetzung auf Seite III des Umschlags.

Digitized by Google

Maschinenmarkt.

Aufnahme für **Abonnenten** gratis

Nähere Auskunft erteilt die

Redaktion des „Praktischen Maschinen-Konstrukteur“, Leipzig.

Zu verkaufen:

2167. **Dynamomaschine**, 110 V., 60 A., mit Schalttafel; **Expansions-Regulator**, 40 Durchg., pass. für 8—15 PS, **Nutenfräsapparat** für Handbetrieb, alles wenig gebraucht.

2168. **Elektromotor**, 450—500 V., 35 PS (dauernd), 750 Touren, v. d. Elektr.-Akt.-Ges. vorm. Herm. Pöge-Chemnitz gebaut, so gut wie neu, z. Preise v. 800 Mk.

2169. **Elektromotor**, 220 Volt, 5 PS.

2170. Zwei wenig gebrauchte **Drehstrommotoren**, 55 PS, Schleifringanker, und ein **Transformator** mit allem Zubehör.

2171. **3 HP-Benzinmotor**, noch neu, für 650 Mk.

2172. **2 Zweiflammrohr-Dampfkessel**, sehr gut erhalten, im Blech wie neu, je 68 qm Heizfl., a 6 Atm. und b 4,5 Atm. Betriebsdruck, mit guten Revisionspapieren.

2173. **Hobelmaschine** (2 Supports), 3000×1200×1000, ca. 250 Ztr., fast neu, Mk. 3600. **Stoßwerk**, 1000 Ausladung, 420 Hub, m. drehbarem Tisch, selbsttätig, ca. 150 Ztr., Mk. 1900.

2174. Selbsttätiger **Wasserreinigungsapparat**, D. R.-P. Max Schröder, für 5 cbm stündl. Leistung, nur kurze Zeit gebraucht und vollständig betriebsfähig.

Zu kaufen gesucht:

1991. Benutzte **Dampfmaschine** (Patent Grummel), nicht unter 70 HP.

1992. Gebr., gut erh. fahrb. **Lokomobile** von ca. 35 PS.

1993. **Akkumulator**, 50 Atm. Druck, 12 bis 20 Lit. Inhalt.

1994. Stehender neuer **Röhren-Dampfkessel**, möglichst groß u. für hoh. Druck, m. Überhitzer gesucht. Evtl. wenig gebr. Anlage.

1995. Gebr., gut erh. **Säulen- oder Schnellbohrmaschine** für Kraftbetrieb.

1996. **Leitspindeldrehbank** neuester Bauart, 270—300 mm Spitzenhöhe, 2,7 bis 3 m Drehlänge, neu oder sehr wenig gebr.

1997. **Dopp. Bohrmaschine** zum gleichzeitigen Bohren von 2 Löchern 2" von einer Seite, neu oder gut erh.

1998. **Sickenmaschine**, möglichst große, kräftige Bauart für Motorbetrieb.

1999. **Schraubenventilator**, gut erhalten, 800 mm Flügeldchm., evtl. größer.

2000. Gut erh. **Gasdruckregler**, ca. 4 PS.

Deutsches Technikum

Lehr-Institut für Techn. Fern- u. Korrespondenz-Unterricht.

Berlin SW. 11, Schönebergerstraße 8d.

Leiter: Diplom-Ingenieur, Regier. Bauführer a. D. R. Barkow.

Gediegene theoretische Ausbildung durch schriftlichen Unterricht in **Hochbau, Bau-Ingenieurwesen, Maschinenbau,** hierin eine **Spezial-Schule für Automobil-Konstrukteure** und **Elektrotechnik** nach bewährter, erfolgreicher Methode und ohne Unterbrechung der Erwerbstätigkeit für alle, die keinen regelmäßigen Schulunterricht genießen können. **Honorar mäßig. Bequeme Zahlungsbedingungen!** Lehrmittel werden mitgeliefert. Teilnahme am Unterricht, der demjenigen der technischen Mittelschulen entspricht, zu jeder Zeit möglich. Zur Aufnahme in die Vorschule genügt Volksschulbildung.

Ausführliches Programm gratis.

Technikum Hildburghausen

Höhere u. mittl. Maschinenbau- u. Elektrotechnikerschule. Werkmeisterschule, Baugewerk- u. Tiefbauschule.

Programm frei.

Die Praxis der mechanischen Weberei

von **Kais. Rat LUDWIG UTZ,**

Direktor der k. k. Lehranstalt für Textilindustrie, Wien.

Mit 234 Abbildungen und 12 Tafeln mit Fabrikanlagen.

Preis elegant gebunden 10 Mark.

Der Verfasser hat sich die Aufgabe gestellt, in möglichst gedrängter und übersichtlicher Form alles Wesentliche über Bau, Einrichtung und Betrieb von mechanischen Webereien für den Gebrauch des Praktikers zusammenzustellen.

Das Werk ist durch die Fülle des gebotenen Stoffes und der Abbildungen unentbehrlich für jeden Textil-Fachmann, der über das ganze Gebiet der jetzt existierenden Verfahren und Maschinen auf dem laufenden sein will.

Von ganz besonderem Wert und Interesse sind die beigegebenen Tafeln, welche mustergiltig projektierte und ausgeführte Anlagen in Grundrissen und Details zeigen und für den

Neu- oder Umbau von Textilfabriken

als zuverlässige Unterlagen benutzt werden können.

Ein ähnliches Werk ist auf dem Gebiete der Textilindustrie noch nicht vorhanden und **„UTZ“** dürfte auch das einzige zu so mäßigem Preise bleiben.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung, wie auch direkt von der Verlagsbuchhandlung

Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig

Den geehrten Abonnenten empfehle ich

Einbanddecken

für den

„Praktischen Maschinen-Konstrukteur“,

Text und Tafeln in je einem Band, in geschmackvoller Ausführung, zusammen zum Preise von **M. 2.40.**

Die Decken werden auch **einzeln** für je **M. 1.20** geliefert.

Uhlands technischer Verlag

Otto Politzky, Leipzig.

Progr. frei. Staatskommissar.

Polytechnisches Institut

Mod. Labor., Maschinenb., Elektrotechnik, Gas- und Wassertechnik, Chemie, Bauingenieure.

Arnstadt i. Th.

Erste Deutsche **Automobil-Ingenieur-Schule**

Mainz Internat. Institut unter Staatsaufsicht

Technikum Neustadt Höhere Lehranstalt. i. Mecklb.

Ingenieure, Techniker, Werkmstr., Masch.-Bau, Elektrotechn. Progr. frei.

Technikum Strelitz in Mecklenb.

Einzelunterr. Eintritt tägl. **Unterricht n. Methode Hittenkofer.** Programm unberech. v. Sekretariat.

TECHNIKUM Worms a/Rhein

Beginn 1. October

PROGRAMM & LEHRPLAN gratis durch die Direction FRITZ ENGEL

Königreich Sachsen

Maschinenbau und Elektrotechnik

Ingenieurschule Zwickau

Ingenieur- und Techniker-Kurse

Prospekte kostenfrei

Schmiedeeiserne Fenster

u. **Oberlichte** jeder Art, schmiedeeiserne **Treppen, Thüren** und **Thore** fertigt als Spezialität

R. Zimmermann, Bautzen.

Kein Haushalt ohne Junk's Heißwasserautomat

für Gas, gibt an beliebigen Zapfstellen der Wohnung heißes Wasser, macht Badeöfen od. zentrale Warmwasserbereitung überflüssig, aus starkem Kupfer ohne Weichlot hergestellt und unter dem Drucke der Wasserleitung arbeitend.

Man verlange Spezial-Prospekt.

Joseph Junk, Berlin SW., Ritterstraße 59.

Rohrreiniger für Wasserrohrkessel

Pat. Kubatzky

ermöglicht gründl. Reinigung der Rohre. — **Garantie.** — **Feinste Zeugnisse u. Referenzen.** Auch für Economiser-Apparate zu verwenden.

Alexander Sauer, Ruhrort 38.

Digitized by Google

Wwe. Joh. Schumacher :: Köln a. Rh. 12.
Maschinen- und Armaturenfabrik, Metallgiesserei.
Mineralwasserapparate.
Patente angem. Neue unübertroffene Systeme. Patente angem.

Stahlspindeln aus bestem engl. GUSSTAHL, vorzügl. geeignet zur Anfertigung von Werkzeugen aller Art als: Bohrern, Stanzen, Meiseln etc. offerieren, so lange Vorrat.
GRÜNDIG & HORELD, CHEMNITZ i/S.

Schmierpressen, einfach und doppelt. **Glas-Oelpumpen** mit Riemen- oder Zahnradantrieb. **Fettpressen** für Staufferfett mit herausnehmbarem Fettbehälter.

Gesetzlich geschützte Spezialitäten der Firma:
HERMANN WINTZER, Halle a. S.

R. Becker & Co.,
Eisen- und Stahl-Gießerei
Dessau.

Sauber! Genau! Billig!

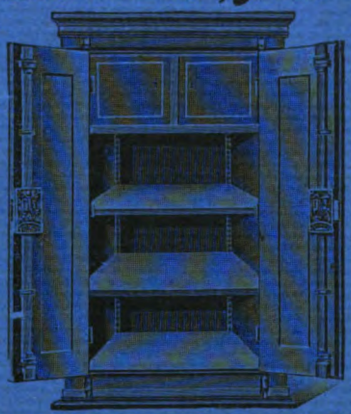
Fischer, Statik und Festigkeitslehre
4 Teile zus. 20 Mark
ist die einzige zum Ziele führende höhere Mathematik nicht erfordernde Methode zum Selbstunterricht.
Monatsrate 3 Mark.
Herm. Meusser
Buchhandlung
Berlin W. 35/43,
Steglitzer Str. 58.

Adolphs feuer- u. diebessichere Kassen-, Bücher- u. Dokumenten-Schränke

D.-R.-Patente. Auslands-Patente.

Haupt-Vorzüge
50—60 % grösserer Fassungsraum.
Beweis:

Billiger Preis.
Nur halb so schwer als andere Schränke, also überall aufzustellen und ohne besondere Massnahmen transportabel.
Höchste Feuersicherheit
lt. Gutachten u. Urteilen deut. Gerichte.



Einige Referenzen:
Deutsche Bank in Berlin
bezog bisher allein **297** Adolphs-Schränke.
Bürgermeisteramt Donaueschingen
erhielt nach der Brandkatastrophe einen grossen Spezial-Aktenschrank.
Exzellenz Graf v. Zeppelin
empfing für die Aufbewahrung der Konstruktionszeichnungen und Modelle einen Adolphs-Schrank.
Kgl. Fortifikationen
zu Culm, Danzig, Graudenz, Mainz, Marienwerder, Posen usw.

Verlangen Sie ausführlichen Katalog von Adolphs & Co., G. m. b. H., Düsseldorf.
Ausstellungsraum: Düsseldorf, Bismarckstr. 89. Fabrik Düsseldorf-Ratingen-Ost.

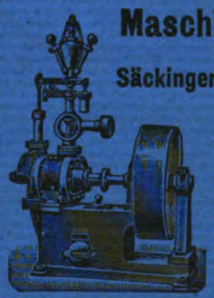
General-Vertreter für den Bezirk Leipzig: Franz Weigert, Elsterstrasse 6 in Leipzig.

Neu Columbus- Neu
Oelreiniger
Neu! System Dr. Walter.

Gründlichste **Filtration.** Keine teuren Filtrierstoffe, nur Salz.
J. C. Eckardt
Cannstatt-Stuttgart.

Holzkämme (seit 1874 Spezialität) aus gar. trockenem Weißbuchenholz nach Zeichnung oder Muster saub. gearbeitet, liefert billigst eventuell sofort
H. Emil Wurmbach,
Holzkammfabrik
Uckersdorf, Dillkreis (Nassau).

Maschinenbau-Anstalt J. Schrieder
Gegr. 1864
Säckingen 6 a. Rh. u. Stein (Aargau) Schweiz.



Hydraul. Bremsregulator
zur augenblicklich. u. sicher. Regulierung von Turbinen u. Wasserrädern, für jeden Wasserkraft-Betrieb, insbesondere auch elektr. Licht- u. Kraft-übertragungsanlagen von höchst. Wert. Automatische Schützenregulatoren. Regulatoren für Dampfmaschinen, Schnelligkeits-Anzeiger etc. Feinste Referenzen in allen Kulturstaaten. Prima Zeugnisse sowie Prospekte zu Diensten, weitgehendste Garantie bei bündigster Gewährleistung.

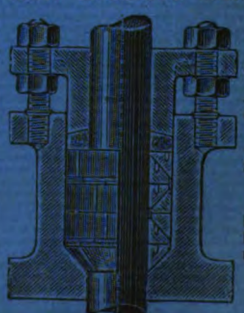
„New-York"
Die
beste Kaltsäge.
Maschinenfabrik
Carl Franck
Feucht b. Nürnberg
No. 8.

!! Patent !!
Tiefspann-Parallelschraubstock
Schnellspanner
Unstreitig praktischster und solidester Schraubstock der Welt.
Die hervorragenden Eigenschaften des Schraubstockes und die Verwendbarkeit für alle selbst die größten Arbeitsstücke bedingen eine erhebliche Mehrleistung des Arbeiters u. daher große Betriebsersparnisse.
Prospekte auf Wunsch gratis und franko.
Alleinige Fabrikanten:
W. Sauerbrei & Co.,
Remscheid-Vieringhausen.

Berger-André & Co., Thann i. Els.

Dampfmaschinen
mit automatischer Ventilsteuerung System F. Beya sowie mit Corliss-Steuerg. von 20—3000 HP.
Transmissionen.
Turbinen u. Wasserräder.
Maschinen für die Textil-Ind.
Vollständ. Fabrikanlagen.

Gebr. Howaldt's selbstwirkende



Metall-Packung
für alle Sorten von Stopfbüchsen
Bereits über 55000 in Betrieb bei Dampfschiffen und Fabriken.
Näheres durch Prospekte bei
Howaldtswerke, Kiel.
Vertreter für Ungarn: Brunner J. L. és társa, Budapest VI., Theresienring Nr. 19

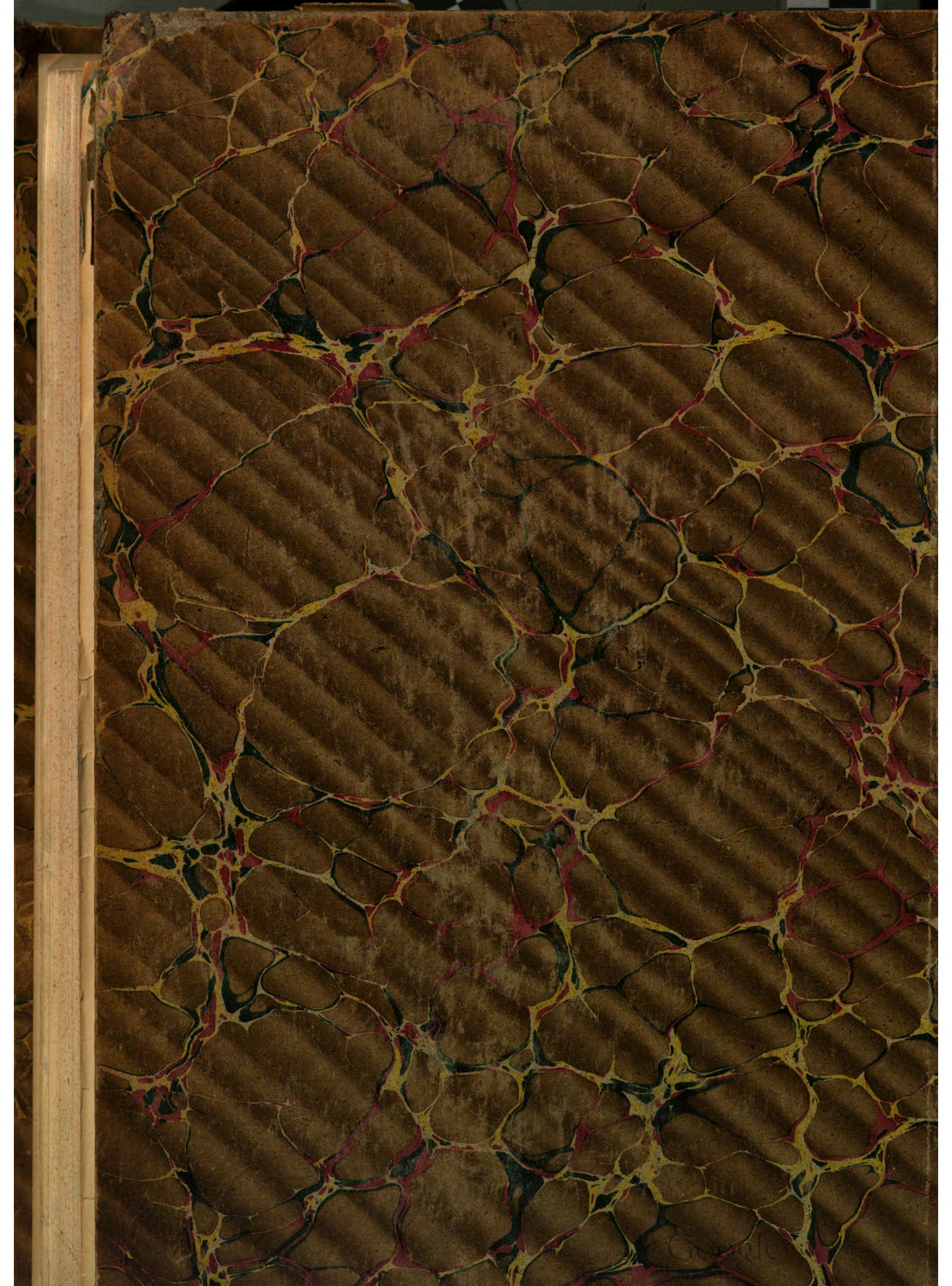
Verantwortlicher Redakteur: Dipl.-Ing. Droth. — Uhlands technischer Verlag, Otto Politzky, Leipzig. — Druck von August Pries. — Sämtlich in Leipzig.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google


Digitized by Google